

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

SÍNTESE ANALÍTICA DE MECANISMOS ARTICULADOS PLANOS DE
QUATRO BARRAS PARA TRÊS E QUATRO POSIÇÕES
MULTIPLAMENTE SEPARADAS

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE
SANTA CATARINA PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

WELINGTON JOSÉ MEIRELES

FLORIANÓPOLIS
SANTA CATARINA - BRASIL
MARÇO - 1986

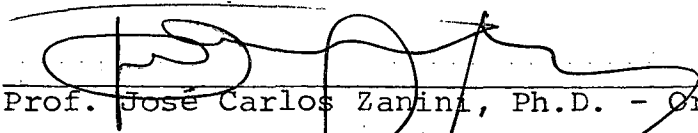
SÍNTESE ANALÍTICA DE MECANISMOS ARTICULADOS PLANOS DE
QUATRO BARRAS PARA TRÊS E QUATRO POSIÇÕES
MULTIPLAMENTE SEPARADAS

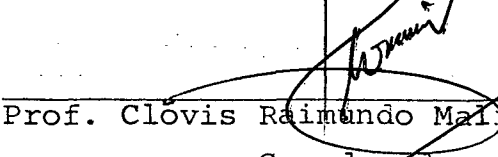
WELINGTON JOSÉ MEIRELES

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO
TÍTULO DE

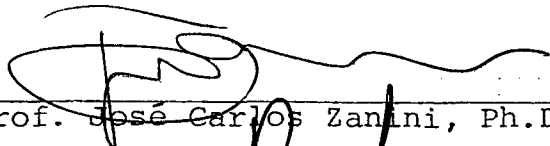
MESTRE EM ENGENHARIA

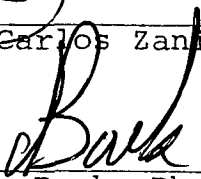
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA E APROVADA EM SUA
FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO



Prof. José Carlos Zanini, Ph.D. - Orientador


Prof. Clóvis Raimundo Maliska, Ph.D.
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. José Carlos Zanini, Ph.D.


Prof. Nelson Back, Ph.D.


Prof. Nelson Diógenes do Valle, Dr.Ing.

À Magali

Aos meus pais e irmãos

AGRADECIMENTOS

- Ao professor José Carlos Zanini, pela orientação prestada durante a realização deste trabalho, além da grande amizade surgida neste convívio.
- Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico, pela bolsa de estudos durante grande parte da realização deste trabalho, e à Indústria de Fundição Tupy S.A., em especial aos profissionais do CPqD, Engenharia de Fundição e ao Eng. (Ph.D.) Adalberto Bierrenbach de Souza Santos, pelo apoio concedido para a conclusão deste trabalho.
- Pela amizade e excelente trabalho de dissertação de mestrado, que serviu de orientação para a elaboração deste, quero agradecer ao Udo.
- Ao João Flávio, Ricardo e funcionários do Núcleo de Processamento de Dados, que sempre estiveram prontos a auxiliar no desenvolvimento computacional do programa.
- Pelo trabalho de datilografia, meus agradecimentos à Lizete Maria Schwalbe e Rosane Batista, e pela confecção dos desenhos, agradeço a James Augusto Purey.
- Aos professores e colegas de curso, que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho, em especial aos amigos Osmar, Carlos Henrique e Francisco Cota, pela grande amizade durante todos os momentos.
- Aos meus familiares, pelo incentivo.
- À Magali, pelo constante acompanhamento, incentivo e compreensão, que muito contribuíram para a elaboração deste trabalho.

S U M Á R I O

LISTA DE QUADROS	viii
LISTA DE FIGURAS	ix
RESUMO	xii
ABSTRACT	xiii
 1 - INTRODUÇÃO	 1
1.1 - Introdução	1
1.2 - Revisão bibliográfica	3
1.3 - Objetivo deste trabalho	3
 2 - TEORIA DAS POSIÇÕES MULTIPLAMENTE SEPARADAS	 5
2.1 - Introdução	5
2.2 - Especificação das posições multiplamente separadas ..	7
2.3 - Coeficientes generalizados da curvatura	17
 3 - SOLUÇÃO GRÁFICA	 19
3.1 - Introdução	19
3.2 - Solução dos problemas da ordem e inversão geométrica para as Posições Finitamente Separadas (PFS)	 19
3.2.1 - Duas posições: P-P	19
3.2.2 - Três posições: P-P-P	21
3.2.3 - Quatro posições: P-P-P-P	23
3.3 - Os problemas da ordem e inversão geométrica para as Posições Multiplamente Separadas (PMS)	 25
3.3.1 - Inversão geométrica	25
3.3.2 - Ordem	26
 4 - SOLUÇÃO ANALÍTICA	 29
4.1 - Introdução	29
4.2 - Teoria 'PMS'	29
4.2.1 - Posições de projeto	29
4.2.2 - Centro de curvatura para as PMS	30
4.2.3 - Restrição linear para as PMS	32

4.3 - Solução para três PMS	34
4.3.1 - Introdução	34
4.3.2 - Pontos característicos	34
4.3.3 - Localização dos pivôs móveis	36
4.3.4 - Problema da inversão geométrica	41
4.4 - Solução para quatro PMS	44
4.4.1 - Introdução	44
4.4.2 - Pontos característicos	45
4.4.3 - Curva de pontos de círculo	47
4.4.4 - Problema da inversão geométrica	55
4.4.5 - Problema da ordem	57
4.5 - Análise do mecanismo resultante	57
5 - PROCEDIMENTOS COMPUTACIONAIS	59
5.1 - Introdução	59
5.2 - Solução para três PMS	59
5.2.1 - Introdução	59
5.2.2 - Determinação dos pivôs móveis	60
5.3 - Solução para quatro PMS	63
5.3.1 - Introdução	63
5.3.2 - Curva de pontos de círculo	63
5.3.3 - Problema da inversão geométrica	66
5.3.4 - Problema da ordem	69
6 - APLICAÇÕES PRÁTICAS	72
6.1 - Introdução	72
6.2 - Exemplo 1	72
6.2.1 - Introdução	72
6.2.2 - Especificação do problema	73
6.2.3 - Resultados	76
6.3 - Exemplo 2	77
6.3.1 - Introdução	77
6.3.2 - Especificação do problema	78
6.3.3 - Resultados	81

7 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	82
7.1 - Conclusões	82
7.2 - Recomendações	84
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	85
APÊNDICE 1. O programa 'PMS34'	87
APÊNDICE 2. A equação de Euler-Savary e o círculo de inflexão	102
APÊNDICE 3. Sistema especial de referência	108
APÊNDICE 4. A transformação da curvatura	110
APÊNDICE 5. Listagem da solução dos exemplos	113
Exemplo 1	113
Exemplo 2	120

LISTA DE QUADROS

1 - Mecanismos Grashof	58
2 - Procedimento utilizado na orientação sequencial da curva	65
3 - Exemplo 1: Definição analítica das 3 posições de projeto..	74
4 - Exemplo 1: Região de solução	75
5 - Exemplo 1: ângulos de transmissão extremos	75
6 - Exemplo 1: dimensões limites das barras	76
7 - Exemplo 2: definição analítica para o caso PP-P-P	79
8 - Exemplo 2: região de solução	80
9 - Exemplo 2: ângulos de transmissão extremos	80
10- Exemplo 2: dimensões limites das barras	80
11- Dados de entrada para o processamento da primeira etapa do programa	97
12- Dados de entrada para o processamento da primeira etapa do programa, nos casos de três PMS	100
13- Dados de entrada para o processamento da primeira etapa do programa, nos casos de quatro PMS.....	100
14- Dados de entrada para o processamento da segunda etapa do programa, nos casos de três PMS, quando resolvidos pelo método 3	101
15- Dados de entrada para o processamento das etapas 2 e 3, nos casos de quatro PMS	102

LISTA DE FIGURAS

1 - Mecanismo articulado de quatro barras	1
2 - Mecanismo articulado para conduzir a tampa de uma caixa..	2
3 - Transformação de coordenadas	5
4 - Indicação das PFS do plano móvel	8
5 - Representação do pólo de rotação de 2 PFS	8
6 - Representação do pólo de rotação para 2 PIS	9
7 - Círculo de inflexão com tangente e normal ao pólo	12
8 - A cúbica de curvatura estacionária	15
9 - Degeneração da cúbica de curvatura estacionária	17
10- Mecanismo articulado para 2 PFS	20
11- Linhas de Filemon	20
12- Mecanismo articulado para 2 PFS	20
13- Mecanismo articulado para 3 PFS	21
14- Convenção de sinal para ψ_{ij}	22
15- Região não permissível (hachurada) para a localização do pivô móvel da contra-manivela - 3 PFS	23
16- Curva de pontos de círculo com seus pontos característicos	24
17- Curva de pontos de círculo com seus pontos característicos	25
18- Região não permissível (hachurada) para a escolha do primeiro pivô móvel (da contra-manivela)	26
19- Representação geométrica da interseção da curva de pontos de círculo com uma das circunferências de polos imagem ..	28
20- Especificação dos parâmetros representativos das PMS ...	30
21- Interpretação gráfica da localização dos planos fixo e móvel	35
22- Determinação do pólo imagem P'_{jk}	35
23- Metodologia utilizada para a escolha de pontos como primeiro pivô móvel (contra manivela) do mecanismo articulado para três PMS	37
24- Critério para a determinação de DEL1	37
25- Metodologia utilizada para a escolha de pontos como segundo pivô móvel (da manivela) do mecanismo articulado para três PMS, onde $DEL = \% DEL1$, tal que $\% = PER$ (percentual arbitrado para solução do problema)	38

26- Exemplo demonstrativo da variação angular da barra moto-	
ra no movimento de um mecanismo não-Grashof	40
27- Para um ponto conhecido do plano acoplador, representa -	
ção do deslocamento angular ψ_{0j}	42
28- Localização da contra manivela R na posição i em relação	
ao sistema de coordenadas U x V e ao plano acoplador, ca	
racterizado pela barra D	43
29- Representação geométrica do traçado das retas de Filemon	44
30- Representação geométrica da localização do ponto de Ball	
para quatro PIS	45
31- Representação geométrica da determinação do ponto de Ball	46
32- A curva de pontos de círculo	48
33- Representação dos sistemas de eixos coordenados	49
34- A curva de pontos de círculo	52
35- Representação geométrica da curva de pontos de círculo..	53
36- Degeneração da curva: circunferência e reta	54
37- Degeneração da curva: hipérbole.....	55
38- Mecanismo articulado resultante	56
39- Representação geométrica dos ângulos de transmissão m _í n _i	
mo e máximo	58
40- Diagrama de blocos representando a solução para a esco -	
lha de pontos como primeiro pivô móvel para três PMS....	61
41- Diagrama de blocos representando a solução para a escolha	
de pontos com o segundo pivô móvel para três PMS	62
42- Curva de pontos de círculo	64
43- Degeneração da curva de pontos de círculo	66
44- Diagrama de blocos representando a solução da primeira	
etapa do problema da inversão geométrica	68
45- Diagrama de blocos representando a solução do problema	
da ordem no ramo aberto da curva	70
46- Diagrama de blocos representando a solução do problema	
da ordem no ramo fechado da curva	71
47- Caçamba do caminhão nas 3 posições do seu movimento de	
basculamento	73
48- Exemplo 1: definição gráfica do problema	74

49- Mecanismo articulado escolhido para o movimento da ca- çamba	76
50- Mesa da prensa representada nas posições de deslocamento	78
51- Exemplo 2: definição gráfica das posições de projeto pa- ra o caso PP-P-P, onde (UP, VP)= centro instantâneo de rotação do plano na posição inicial	79
52- Mecanismo articulado escolhido para o movimento da mesa	81
53- O fluxograma do programa 'PMS34'	95
54- Definição de aceleração centrípeta	102
55- Mecanismo articulado com o ponto do acoplador E	103
56- O movimento do ponto do acoplador do centrodo móvel....	103
57- O ponto E sobre o círculo de inflexão	105
58- O ponto E dentro do círculo de inflexão	105
59- Representação das trajetórias côncava e convexa para o ponto E	107
60- Representação do deslocamento do centro instantâneo re- lacionado ao movimento do plano móvel	108
61- Representação do novo sistema referencial X x Y, o sis- tema especial de referência	109
62- O deslocamento do plano móvel	110
63- O binário articulado	111
64- O quadrilátero articulado	112

RESUMO

Tendo como base a Teoria das Posições Multiplamente Separadas - Teoria 'PMS' - uma solução analítica da síntese de mecanismos articulados planos de quatro barras é apresentada para analisar os problemas da ordem e inversão geométrica, nos projetos que envolvem três e quatro posições multiplamente separadas do plano móvel. Os casos a serem tratados são, considerando 'PP' duas posições infinitesimalmente separadas (2 PIS) e 'P-P' duas posições finitamente separadas (2 PFS): PPP, PP-P, P-P-P, PPPP, PPP-P, PP-PP, PP-P-P, P-P-P-P.

A solução destes problemas já se encontra desenvolvida de forma gráfica e o que se pretende conseguir é uma maior precisão e rapidez na obtenção dos resultados, sem contudo impossibilitar a participação do projetista nas etapas de desenvolvimento do projeto.

A utilização dos coeficientes generalizados, desenvolvidos em relação ao sistema referencial móvel para o estudo analítico das 'PMS', permitiu uma grande simplificação na obtenção das expressões analíticas utilizadas no programa computacional. Para os casos que envolvem as posições infinitesimalmente separadas, é utilizado o procedimento para uma especificação automática dos parâmetros representativos de tais posições.

O processo é todo computacional e dois exemplos serão apresentados para demonstrar a validade da metodologia analítica aqui desenvolvida.

ABSTRACT

An analytical solution to the order and branch problems, based on the Multiply Separated Positions Theory - 'MSP Theory' - is developed for mechanisms for 3 and 4 MSP. The MSP cases considered in this work for linkage synthesis are : PPP, PP-P, P-P-P, PPPP, PPP-P, PP-PP, PP-P-P, P-P-P-P, where 'P-P' and 'PP' means, respectively, two finitely (2 FSP) and two infinitesimally (2 ISP) separated positions of the moving plane.

A graphical solution for these problems is available but its implementation is tedious and inaccurate. The analytical methods provide solutions more accurate and in a very little time when programmed for the computer, allowing the designer to participate on the development of the whole project.

The use of the generalised motion coefficients allowed a single and simplified body of analytics, independent of the motion combination of FSP and ISP. The whole analytical method is computer oriented and two examples are given in detail in order to illustrate the method.

1. INTRODUÇÃO

1.1. Introdução

A síntese de mecanismos aqui apresentada consiste de uma análise cinemática no projeto de mecanismos articulados planos, que venham atender certos requisitos de movimento, não se baseando em características de resistência estrutural. O mecanismo articulado plano de quatro barras, objetivo deste trabalho, possui uma barra fixa 'D' que é a base da articulação e outras três barras móveis, sendo a barra acionante 'A' denominada manivela, a barra acionada 'C' a contra-manivela e a barra intermediária 'B' a acopladora. Estas barras estão ligadas entre si por meio de pares cinemáticos do tipo rotativo, como mostra a figura 1.

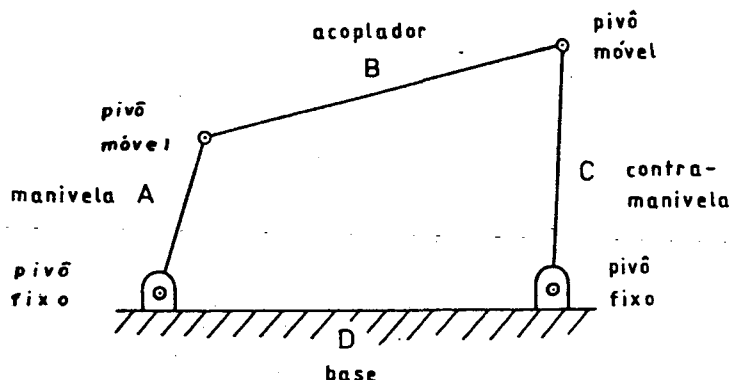


FIG. 1: Mecanismo articulado plano de quatro barras

Dentro das aplicações da síntese cinemática [1, 17], a metodologia aqui desenvolvida se refere à síntese coplanar, que trata do projeto de mecanismos articulados que guiam um plano através de posições pré-estabelecidas. A especificação destas posições engloba simultaneamente deslocamentos finitos e infinitesimais, com a utilização da Teoria das Posições Multiplamente Separadas (Teoria PMS). Um exemplo de aplicação está ilustrado na figura 2, através do deslocamento da tampa de uma caixa.

A síntese analítica baseada na teoria de Burmester fundamenta-se no ponto de precisão, ou seja, a solução desejada e a real são exatamente as mesmas neste ponto. Contudo, ocorrem

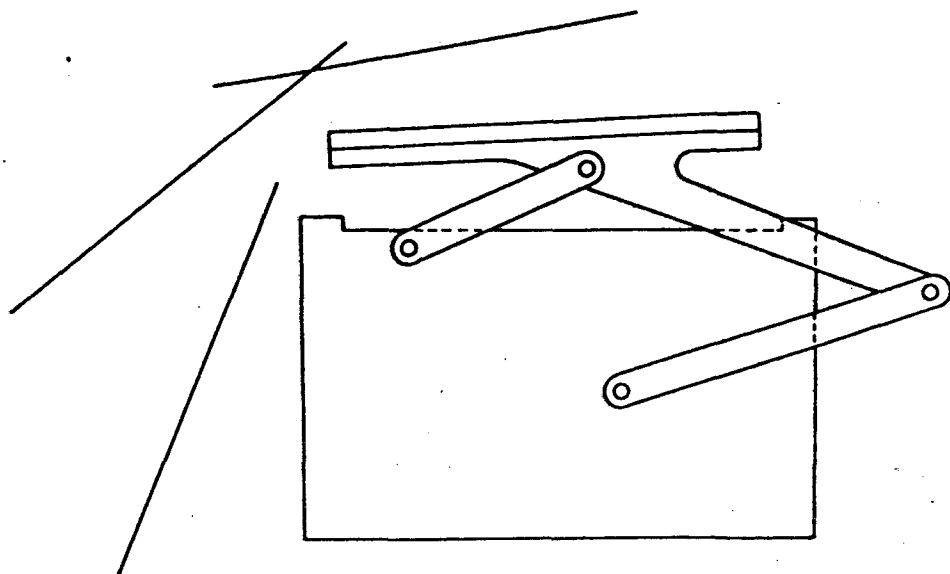


FIG. 2: Mecanismo articulado para conduzir a tampa de uma caixa

problemas relacionados à ordem de deslocamento do plano móvel (plano do acoplador) [6, 8] e à possibilidade de deslocamento do sistema articulado através das posições de projeto (inversão geométrica) [7, 8], que devem ser solucionados quando no projeto do mecanismo. A solução destes problemas consiste na localização de regiões do plano móvel que, irão permitir a escolha de pontos como pivôs móveis do mecanismo articulado sem a presença de tais problemas [5, 8].

Na especificação dos parâmetros representativos das posições do plano móvel (posições de projeto) referentes às posições infinitesimalmente separadas (PIS) é utilizado um procedimento automatizado [4], que requer o perfeito entendimento da Teoria das Posições Infinitesimalmente Separadas (Teoria PIS) [4, 11, 12, 17]. É utilizado o sistema geral de referência e, para o caso de quatro PIS o sistema especial, que possibilita uma grande simplificação na utilização dos coeficientes generalizados da curvatura [3]. Dentre outros aspectos, também são considerados a qualidade de transmissão de movimento (critério de Alt) e o tipo de mecanismo resultante (critério de Grashof) [15, 16].

1.2. Revisão bibliográfica

Na década de 60, Hartenberg e Denavit [15] e Beyer [16] fizeram estudos sobre a síntese geométrica.

Em 1967 e 1968, Tesar [11, 12] desenvolveu uma teoria analítica da síntese coplanar de mecanismos que considerava simultaneamente deslocamentos finitos e infinitesimais, dentro da Teoria PMS.

Em 1975, Zanini [17] apresentou interpretações do significado geométrico das PIS.

De 1975 a 1977, Waldron [6-8] desenvolveu todo um procedimento gráfico para a solução dos problemas da inversão geométrica e da ordem no projeto de mecanismos articulados para quatro PFS.

Em 1977, Waldron [5] apresentou uma solução gráfica para a solução dos problemas da inversão geométrica e da ordem na síntese de mecanismos para as PMS.

A unificação da Teoria PMS em termos dos coeficientes generalizados da curvatura foi realizada por Riso[3], em 1980.

Valle [4], em 1983, apresentou uma sistemática analítica para a especificação das PIS.

Em 1984, Wondracek [1] desenvolveu a síntese analítica para quatro PFS, incluindo a solução dos problemas da inversão geométrica e da ordem.

Nesta dissertação, é realizado um desenvolvimento analítico para a síntese coplanar de mecanismos articulados planos para as PMS, com a unificação da Teoria PMS à solução dos problemas da inversão geométrica e da ordem.

1.3. Objetivo deste trabalho

A síntese gráfica consiste de um procedimento que requer um trabalho cuidadoso no traçado de sua solução, para que a imprecisão na obtenção dos resultados seja minimizada.

O que se pretende com este trabalho é apresentar um desenvolvimento de uma sistemática analítica para analisar os problemas da inversão geométrica e da ordem no projeto de mecanismos articulados planos para três e quatro PMS, utilizando o mesmo

procedimento das PFS e fazendo uso da Teoria PMS para analisar os deslocamentos finitos e infinitesimais, simultaneamente. Com isto, os resultados podem ser obtidos com maior rapidez e precisão sem, contudo, impossibilitar a participação do projetista nas etapas de desenvolvimento do projeto.

Os casos a serem tratados serão, considerando 'PP' duas posições infinitesimalmente separadas e 'P-P' duas posições finitamente separadas: PPP, PP-P, P-P-P, PPPP, PPP-P, PP-PP, PP-P-P, P-P-P-P.

O processo é todo computacional e exemplos serão apresentados para demonstrar a validade da metodologia analítica aqui desenvolvida.

2. TEORIA DAS POSIÇÕES MULTIPLAMENTE SEPARADAS - TEORIA 'PMS'

2.1. Introdução

O conceito de posições multiplamente separadas (PMS) envolve uma combinação de deslocamentos finitos (P-P) e infinitesimais (PP) de um plano móvel [3, 15]. Esses deslocamentos múltiplos, relacionados a uma posição inicial de referência, constituem-se no aspecto fundamental da teoria PMS.

No sentido de unificar a notação desta teoria, foram utilizadas expressões para a determinação automatizada dos parâmetros representativos das posições infinitesimalmente separadas (PIS) do plano móvel [4] e também os coeficientes generalizados da curvatura [3].

A transformação de coordenadas, figura 3, entre os sistemas coordenados fixo e móvel é fundamental para o tratamento analítico da síntese coplanar.

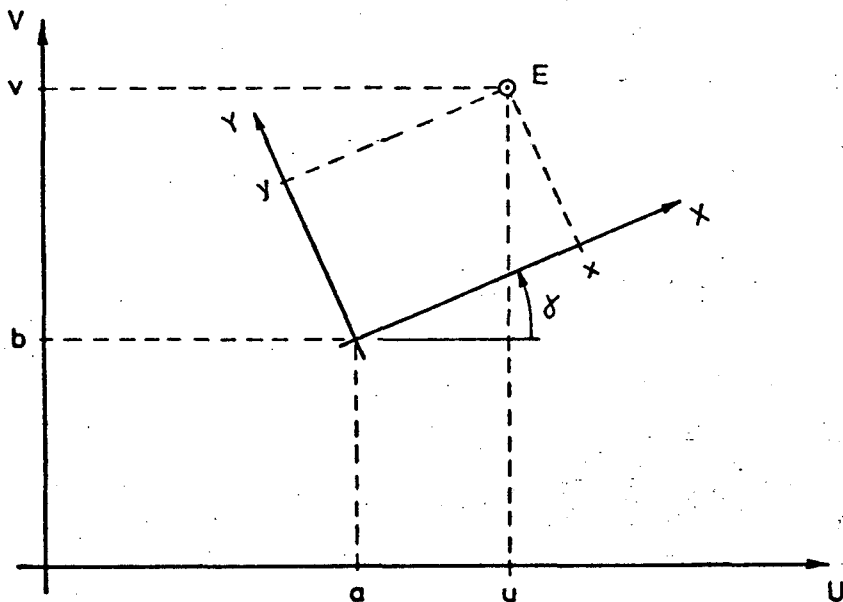


FIG. 3: Transformação de coordenadas

Para um ponto qualquer E (X, Y) do plano móvel $X \times Y$, as coordenadas em relação ao plano fixo $U \times V$ são definidas pelas expressões (1), onde γ é tomado como o parâmetro independente.

$$\begin{aligned} U &= X \cos \gamma - Y \sin \gamma + a \\ V &= X \sin \gamma + Y \cos \gamma + b \end{aligned} \quad (1)$$

Considerando duas posições finitamente separadas (PFS) do plano móvel, de acordo com (1) tem-se:

$$\begin{aligned} U_1 &= X_1 \cos \gamma_1 - Y_1 \sin \gamma_1 + a_1 \\ V_1 &= X_1 \sin \gamma_1 + Y_1 \cos \gamma_1 + b_1 \\ U_0 &= X_0 \cos \gamma_0 - Y_0 \sin \gamma_0 + a_0 \\ V_0 &= X_0 \sin \gamma_0 + Y_0 \cos \gamma_0 + b_0 \end{aligned} \quad (2)$$

O deslocamento de um ponto do plano móvel será dado por:

$$\begin{aligned} \Delta U &= U_1 - U_0 \\ \Delta V &= V_1 - V_0 \end{aligned} \quad (3)$$

As expressões para um deslocamento infinitesimal são consideradas quando a γ se dá um acréscimo $\Delta \gamma$.

$$\begin{aligned} \Delta U &= U(\gamma + \Delta \gamma) - U(\gamma) \\ \Delta V &= V(\gamma + \Delta \gamma) - V(\gamma) \end{aligned} \quad (4)$$

Considerando as equações (1) e (4) tem-se:

$$\begin{aligned} \Delta U &= -X \sin \gamma \Delta \gamma - Y \cos \gamma \Delta \gamma + a(\gamma + \Delta \gamma) - a(\gamma) \\ \Delta V &= X \cos \gamma \Delta \gamma - Y \sin \gamma \Delta \gamma + b(\gamma + \Delta \gamma) - b(\gamma) \end{aligned}$$

A partir das equações acima, fazendo $\Delta \gamma \rightarrow 0$, tem-se as equações que representam um deslocamento infinitesimal de um ponto do plano móvel [3, 4, 11, 12], considerando limites sobre ΔU e ΔV .

$$\begin{aligned} \lim_{\Delta \gamma \rightarrow 0} \frac{\Delta U}{\Delta \gamma} &= \frac{dU}{d\gamma} = U' \\ \lim_{\Delta \gamma \rightarrow 0} \frac{\Delta V}{\Delta \gamma} &= \frac{dV}{d\gamma} = V' \end{aligned} \quad (5)$$

O tratamento analítico unificado para PFS e PIS resulta nas expressões gerais (6) da transformação fundamental da teoria PMS.

$$U(j,k,\ell) = \frac{d^k}{d\gamma^k} \left[X \cdot \cos \gamma - Y \cdot \sin \gamma \right]_{\gamma = \gamma_j} + \frac{d^k}{d\gamma^k} \left[a(\gamma) \right]_{\gamma = \gamma_j} \quad (6)$$

$$V(j,k,\ell) = \frac{d^k}{d\gamma^k} \left[X \cdot \sin \gamma + Y \cdot \cos \gamma \right]_{\gamma = \gamma_j} + \frac{d^k}{d\gamma^k} \left[b(\gamma) \right]_{\gamma = \gamma_j}$$

Os índices j, k, ℓ são próprios da teoria PMS e foram utilizados para caracterizar as posições finitamente e infinitesimalmente separadas. Quando $k = 0$ as expressões (6) darão indicação das PFS e para $k \neq 0$ se referem às PIS, de tal forma que para 3 e 4 PMS:

j = contador do número de PFS, podendo assumir os valores 0, 1, 2, 3.

k = contador do número de PIS, correspondente a uma dada posição finita, podendo assumir os valores 0, 1, 2, 3.

ℓ = contador do número total de PMS, podendo assumir os valores 0, 1, 2, 3.

O tratamento das PIS leva às derivadas das funções $U(\gamma)$ e $V(\gamma)$, que são de primeira ordem para 2 PIS, de segunda ordem para 3 PIS, de terceira ordem para 4 PIS e de quarta ordem para 5 PIS [4, 17].

Nas expressões (6) o movimento do sistema móvel pode ser expresso em termos do parâmetro independente γ , de acordo com as expressões (7).

$$a_\ell = \frac{d^k}{d\gamma^k} \left[a(\gamma) \right]_{\gamma = \gamma_j} \quad (7)$$

$$b_\ell = \frac{d^k}{d\gamma^k} \left[b(\gamma) \right]_{\gamma = \gamma_j}$$

2.2. Especificação das posições multiplamente separadas - 'PMS'

Consiste na definição das posições que o plano

acoplador de um mecanismo a ser gerado deve ocupar durante o seu movimento, representadas por movimentos mistos de posições finitamente separadas (PFS) e infinitesimalmente separadas (PIS), dentro de uma sistemática analítica válida para todos os tipos de movimentos, simultaneamente.

As PFS de um plano móvel podem ser definidas através de uma reta deste plano, caracterizado pelos seus parâmetros linear e angular em relação a um sistema referencial fixo, de acordo com a figura 4.

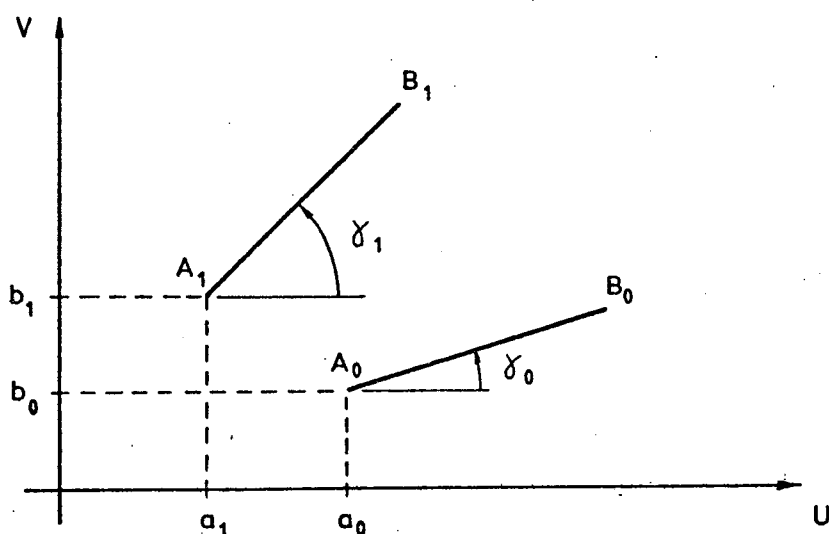


FIG. 4: Indicação das PFS do plano móvel

Cada par de posições finitamente separadas do plano móvel (P-P) define um polo de rotação 'P', sendo este o único ponto que não se desloca quando há o movimento do plano móvel entre estas duas posições [15, 16]. Portanto, de (3) tem-se $\Delta U_P = \Delta V_P = 0$ (figura 5).

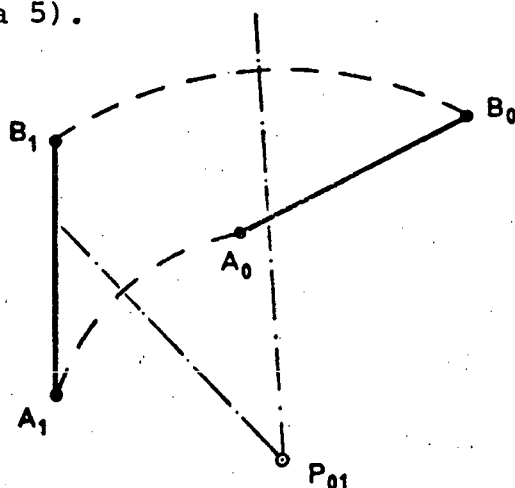


FIG. 5: Representação do polo de rotação para duas PFS

Para as PIS, devem ser definidos alguns parâmetros que permitirão a indicação destas posições através de uma especificação automatizada.

Duas posições infinitesimalmente separadas do plano móvel (PP) definem um centro instantâneo de rotação [15, 16]. Neste deslocamento infinitesimal os arcos $A_O A_1$ e $B_O B_1$ da figura 5 se tornam elementos de arcos dS_A e dS_B e as linhas, que foram os segmentos de círculo $A_O A_1$ e $B_O B_1$, se tornam tangentes t_A e t_B aos deslocamentos representados pelos elementos de arcos, figura 6.

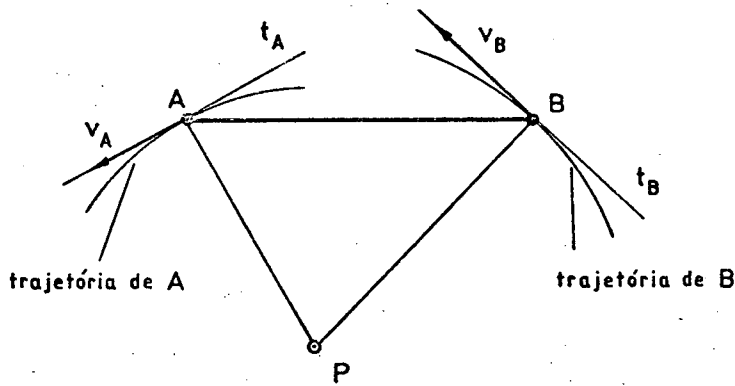


FIG. 6: Representação do polo de rotação para 2 PIS

As tangentes às trajetórias de dois pontos definem o movimento do plano móvel instantaneamente. O polo P para as duas PIS é o centro instantâneo de rotação, tal que, das equações (5),

$$U'_P = V'_P = 0$$

A partir de (5) obtêm-se as coordenadas do centro instantâneo de rotação em relação ao sistema móvel

$$\begin{aligned} X_P &= a_1 \sin \gamma - b_1 \cos \gamma \\ Y_P &= a_1 \cos \gamma + b_1 \sin \gamma \end{aligned} \quad (8)$$

Substituindo (8) em (1), obtêm-se as coordenadas do centro instantâneo de rotação em relação ao sistema fixo.

$$\begin{aligned} U_P &= a_o - b_1 \\ V_P &= b_o + a_1 \end{aligned} \quad (9)$$

No caso de duas PIS, além de a_0 , b_0 , γ_0 , que são os parâmetros representativos da posição finita tomada como referência, é necessário a indicação do tipo de deslocamento infinitesimal desejado, através da especificação das coordenadas do centro instantâneo de rotação. A partir das expressões (9) serão determinados os parâmetros a_1 e b_1 , representativos da posição infinitesimalmente separada [4].

Nas expressões (9) tem-se:

- 1) Se $a_0 = b_0 = \gamma_0 = 0$ os planos móvel e fixo coincidirão e U_p e V_p serão funções exclusivas de a_1 e b_1 :

$$U_p = -b_1, \quad V_p = a_1$$

- 2) Se $a_0 = b_0 = a_1 = b_1 = 0$ o polo está na origem do sistema fixo e os planos fixo e móvel possuem uma origem comum. Contudo, o plano móvel girará instantaneamente sobre a origem.

$$U_p = 0, \quad V_p = 0$$

- 3) Se $a_1 \rightarrow \infty$ e $b_1 \rightarrow \infty$ o movimento do plano móvel irá resultar numa translação instantânea:

$$U_p = \infty, \quad V_p = \infty$$

No caso de três PIS, além de a_0 , b_0 , γ_0 , a_1 , b_1 , é necessário a especificação dos parâmetros a_2 e b_2 , representativos do segundo deslocamento infinitesimal correspondente a uma dada posição finita [4].

Das expressões (6), para $k = 2$ tem-se:

$$U_2 = U'' = -X \cos \gamma_0 + Y \sin \gamma_0 + a_2$$

$$V_2 = V'' = -X \sin \gamma_0 - Y \cos \gamma_0 + b_2$$

Considerando a curva desejada (requisito de projeto) e a gerada (resultante do mecanismo articulado obtido), a aproximação entre elas se dá pela sua intersecção nos pontos de precisão. Para três PIS isto representa um contato de segunda ordem e fica definido instantaneamente um raio de curvatura do cír

culo que contem as três PIS, sendo a curvatura da trajetória explicitada conforme apresentado na expressão abaixo [4, 17]:

$$K = \frac{U'V'' - V'U''}{[U'^2 + V'^2]^{3/2}} \quad (10)$$

Se $K = 0$, significa que o numerador da expressão (10) será igual a zero e consequentemente o raio de curvatura do círculo tenderá a ∞ , ou seja:

$$U'V'' - U''V' = 0 \quad (11)$$

Considerando as equações (6) e substituindo em (11) tem-se:

$$\left[X - \frac{T}{2}\right]^2 + \left[Y - \frac{W}{2}\right]^2 = \frac{T^2 + W^2 + 4a_2b_1 - 4a_1b_2}{4} \quad (12)$$

que é a equação de uma circunferência, onde

$$T = b_2 \sin \gamma_0 + a_1 \sin \gamma_0 + a_2 \cos \gamma_0 - b_1 \cos \gamma_0 \quad (13)$$

$$W = b_2 \cos \gamma_0 + a_1 \cos \gamma_0 - a_2 \sin \gamma_0 + b_1 \sin \gamma_0$$

O lugar geométrico dos pontos do plano móvel assim definidos é denominado círculo de inflexão, cuja circunferência divide o plano em duas regiões, cada uma delas proporcionando as trajetórias dos seus pontos com curvaturas opostas uma em relação às outras.

O centro e o raio da circunferência com coordenadas em relação ao plano móvel, são definidos pelas expressões:

$$\text{centro: } \left[\frac{T}{2}, \frac{W}{2} \right] \rightarrow f(a_2, b_2)$$

$$\text{raio: } \frac{1}{2} \left[T^2 + W^2 + 4a_2b_1 - 4a_1b_2 \right]^{1/2}$$

Portanto, conhecendo-se as coordenadas do centro da circunferência do círculo de inflexão, a_2 e b_2 podem ser deter-

minados. A determinação deste círculo se dá pela aplicação da equação de Euler-Savary* a dois pontos E e F, a seus centros de curvatura O_E e O_F e ao polo P [4, 15, 16], conforme mostra a figura 7.

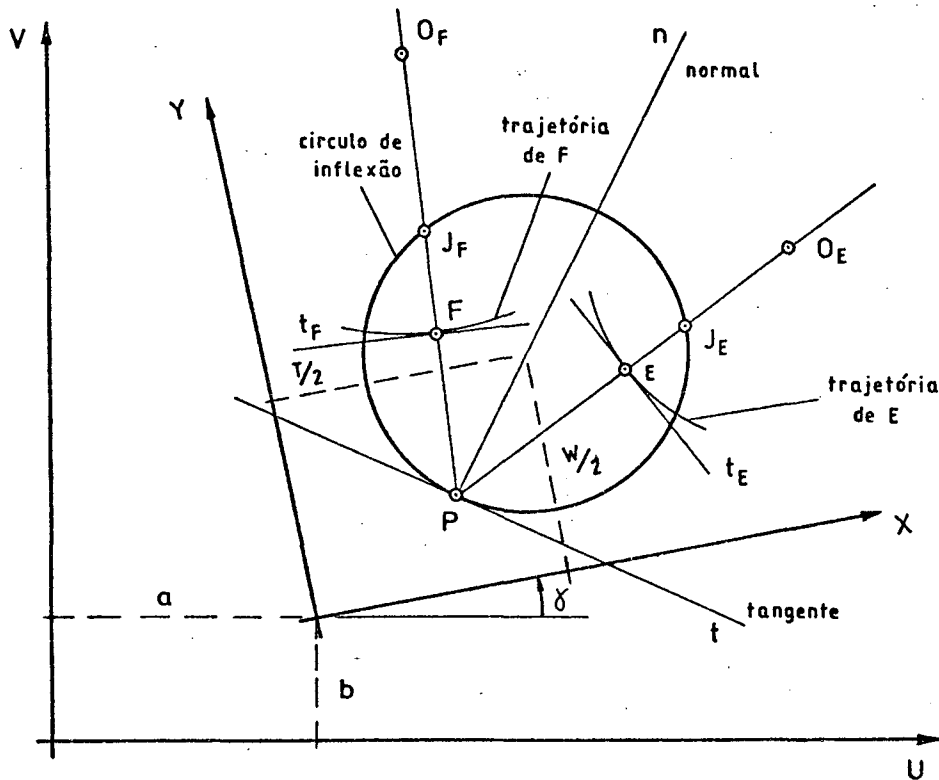


FIG. 7: Círculo de inflexão com tangente e normal ao polo

A partir da equação de Euler-Savary é possível determinar-se J_E e J_F . Com os pontos P, J_E e J_F determina-se a equação da circunferência que passa por estes três pontos e acha-se o seu centro ($T/2$, $W/2$). Substituindo estes valores nas equações (14) e com a_1 , b_1 , γ_0 conhecidos, determina-se a_2 e b_2 . As equações (13) podem se apresentar como

$$a_2 = b_1 + T \cos \gamma_0 - W \sin \gamma_0$$

$$b_2 = T \sin \gamma_0 + W \cos \gamma_0 - a_1 \quad (14)$$

Conseqüentemente, na especificação de três PIS é necessário conhecer a curvatura da trajetória de dois pontos E, F, além da localização do centro instantâneo de rotação P. Tem-se :

(*) Ver apêndice 2

E = ponto do acoplador

O_E = centro de curvatura do ponto E

P = centro instantâneo de rotação

F = ponto arbitrado para se obter o círculo de inflexão

m = coeficiente real que posiciona O_F sobre a reta que passa por FP: é um parâmetro de otimização ($m = \overline{FO_F} / \overline{FP}$)

O_F = centro de curvatura do ponto F

Define-se o significado de m ($-\infty$, $+\infty$) através das seguintes considerações:

- a) se $m < 0$, F está entre O_F e P;
- b) se $m = 0$, O_F está sobre F, significa o raio de curvatura nulo para o ponto F, na formação de uma cuspide na trajetória gerada pelo ponto F; neste instante da trajetória, o ponto F está sobre o centro instantâneo de rotação P;
- c) se m está entre (0,1), O_F está entre F e P;
- d) se $m = 1$, O_F está sobre P e o ponto F se encontra na tangente ao polo P;
- e) se $m > 1$, P está entre F e O_F ;
- f) se $m = \infty$, o ponto O_F está no infinito sendo também infinito o raio de curvatura (FO_F) para a trajetória de F, o que significa um deslocamento do ponto F sobre uma reta e F estará sobre a circunferência do círculo de inflexão, portanto F está sobre J_F , conforme a equação de Euler-Savary.

Nas expressões (14) são possíveis algumas simplificações:

- 1) Quando a origem dos planos fixo e móvel coincidem, ou seja, $a_o = b_o = \gamma_o = 0$ tem-se

$$a_2 = b_1 + T, \quad b_2 = W - a_1$$

- 2) Quando $a_o = b_o = a_1 = b_1 = \gamma_o = 0$, os planos móvel e fixo terão uma origem comum e portanto o polo estará também nesta origem dos dois planos.

$$a_2 = T, \quad b_2 = W$$

- 3) Quando $a_0 = b_0 = a_1 = b_1 = a_2 = \gamma_0 = 0$, somente b_2 é deixado para ser determinado. Como o polo está sobre a circunferência, sua tangente e normal fornecem um novo sistema de referência onde b_2 é o diâmetro da circunferência.

$$a_2 = 0, \quad b_2 = 2 \text{ raio} = W$$

- 4) Com as características do item 3, reduzindo à unidade o diâmetro da circunferência tem-se

$$a_2 = 0, \quad b_2 = 1$$

No caso de quatro PIS, além de $a_0, b_0, \gamma_0, a_1, b_1, a_2, b_2$ é necessário a especificação dos parâmetros a_3 e b_3 , representativos do terceiro deslocamento infinitesimal correspondente a uma dada posição finita [4].

Das expressões (6), para $k = 3$ tem-se:

$$U_3 = U''' = X \sin \gamma_0 + Y \cos \gamma_0 + a_3$$

$$V_3 = V''' = -X \cos \gamma_0 + Y \sin \gamma_0 + b_3$$

Para quatro PIS, a intersecção das curvas desejada e gerada define um contato de terceira ordem [4, 17]. Uma nova derivação da equação (10) define a variação de curvatura K' como

$$K' = \frac{dk}{d\gamma} = \frac{\{U'^2 + V'^2\} (U'V''' - V'U''') - 3 (U'V'' - V'U'') \{U'U'' + V'V''\}}{\{U'^2 + V'^2\}^{5/2}} \quad (15)$$

Se $K' = 0$, significa que o numerador da expressão (15) será igual a zero, o que leva ao conceito importante da cúbica de curvatura estacionária [15, 16].

Para reduzir o número de termos envolvidos quando da aplicação de $K' = 0$, optou-se pela utilização do sistema especial de referência*, isto é, $a_0 = b_0 = a_1 = b_1 = a_2 = \gamma_0 = 0$, resultando na expressão da cúbica de curvatura estacionária (16), cuja representação gráfica é mostrada na figura 8.

(*) ver apêndice 3

$$M = \frac{3 (b_2)^2}{(a_3 + 3 b_2)}$$

$$N = \frac{3 (b_2)^2}{b_3}$$
(18)

que são os diâmetros das circunferências que osculam a cúbica no polo, figura 8.

Para os dois pontos E (r_E, θ_E) e F (r_F, θ_F) do plano móvel, é aplicada a equação (17), resultando no sistema:

$$\frac{1}{M \sin \theta_E} + \frac{1}{N \cos \theta_E} = \frac{1}{r_E}$$
(19)

$$\frac{1}{M \sin \theta_F} + \frac{1}{N \cos \theta_F} = \frac{1}{r_F}$$

Resolvido o sistema (19), através das equações (20) são determinados a_3 e b_3 .

$$a_3 = \frac{3 (b_2)^2}{M} - 3 b_2$$

$$b_3 = \frac{3 (b_2)^2}{N}$$
(20)

Nas expressões (20) tem-se:

- 1) Se $M = \infty$, a cúbica se transforma em uma circunferência de raio = $N/2$ e na reta que contém a tangente t , figura 9.a;
- 2) Se $N = \infty$, a cúbica se transforma em uma circunferência de raio = $M/2$ e na reta que contém a normal n , figura 9.b.

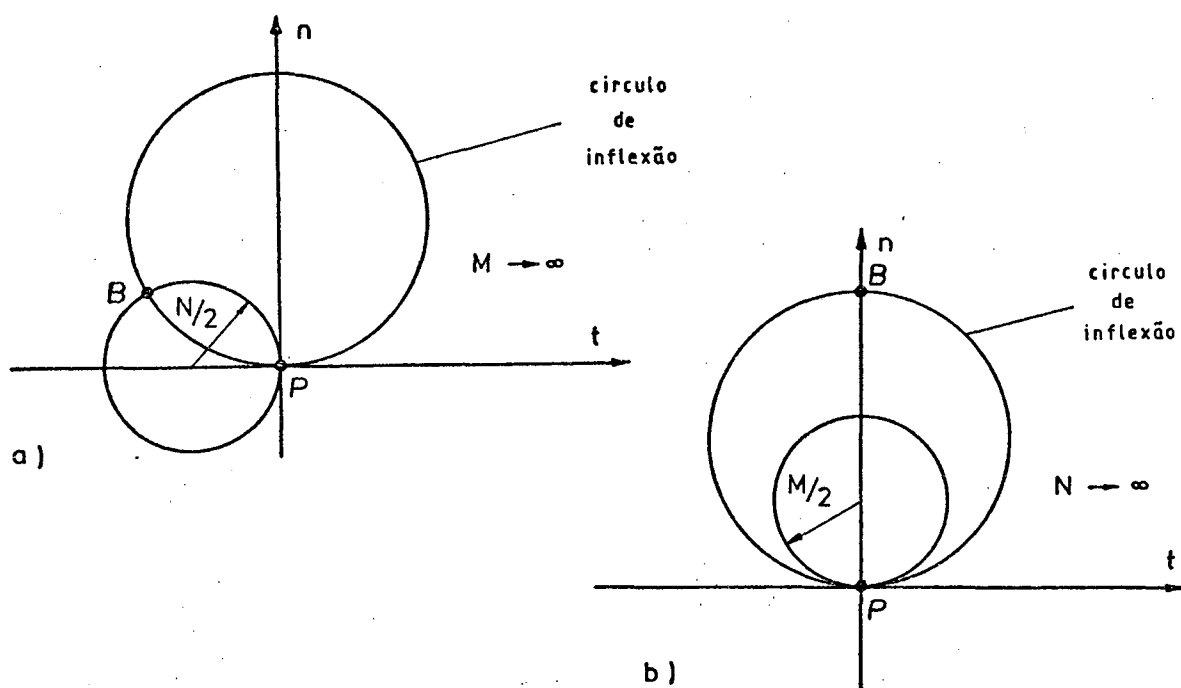


FIG. 9: Degeneração da cúbica de curvatura estacionária

2.3. Coefficients Generalizados da Curvatura

No sentido de unificar a utilização da Teoria PMS através de uma notação completamente abrangente, são utilizados os coeficientes generalizados da curvatura [3], que possibilitam a especificação dos movimentos combinados de PFS e PIS dentro de uma filosofia analítica válida para todos os tipos de movimentos, simultaneamente.

Estes coeficientes são expressões utilizadas no problema da transformação da curvatura - determinação dos pontos do plano móvel que assumem posições sobre circunferências no plano fixo [3] - e como posição de referência é considerada a posição inicial do plano móvel. Seus valores dependem do valor de ℓ (1, 2, 3), equação (6) e do caso PMS. Foram desenvolvidos por Riso [3], sendo definidos como:

$$A_{0\ell} = A_{0\ell}(j, k) = \frac{d^k}{d\gamma^k} \left[\frac{a^2 + b^2 - a_0^2 - b_0^2}{2} \right] \gamma = \gamma_j$$

$$A_{1\ell} = A_{1\ell}(j, k) = \frac{d^k}{d\gamma^k} \left[a \cos \gamma + b \sin \gamma - a_0 \cos \gamma_0 + \right. \\ \left. - b_0 \sin \gamma_0 \right] \gamma = \gamma_j$$

$$A_{2\ell} = A_{2\ell}(j, k) = \frac{d^k}{d\gamma^k} \left[-a \sin \gamma + b \cos \gamma + a_0 \sin \gamma_0 \right. \\ \left. - b_0 \cos \gamma_0 \right] \gamma = \gamma_j$$

$$A_{3\ell} = A_{3\ell}(j, k) = \frac{d^k}{d\gamma^k} \left[\cos \gamma - \cos \gamma_0 \right] \gamma = \gamma_j$$

$$A_{4\ell} = A_{4\ell}(j, k) = \frac{d^k}{d\gamma^k} \left[\sin \gamma - \sin \gamma_0 \right] \gamma = \gamma_j$$

$$A_{5\ell} = A_{5\ell}(j, k) = \frac{d^k}{d\gamma^k} \left[a - a_0 \right] \gamma = \gamma_j$$

$$A_{6\ell} = A_{6\ell}(j, k) = \frac{d^k}{d\gamma^k} \left[b - b_0 \right] \gamma = \gamma_j$$

3. SOLUÇÃO GRÁFICA

3.1. Introdução

Como é conhecido, a aplicação da teoria de Burmester [15, 16] na síntese de mecanismos articulados, não garante os mecanismos resultantes isentos dos problemas da inversão geométrica - impossibilidade de deslocamento através das posições de projeto - e da ordem - sequência de deslocamento do plano acoplador quando acionado por uma manivela [1, 6-8].

No sentido de se obter uma melhor compreensão do tratamento analítico a ser apresentado para a solução dos problemas da ordem e inversão geométrica, neste capítulo estes serão abordados de forma gráfica. Com o objetivo de serem analisadas as posições multiplamente separadas (PMS) primeiramente serão apresentadas as soluções para as posições finitamente separadas (PFS) de tal forma que estas serão generalizadas para as posições multiplamente separadas.

3.2. Solução dos problemas da ordem e inversão geométrica para as 'PFS'

3.2.1. Duas Posições: P-P

Até mesmo para este caso mais simples, o problema da inversão geométrica está presente. A figura 10 apresenta um problema de duas PFS no qual as duas posições não podem ser alcançadas pelo deslocamento do mecanismo.

Na solução deste problema, qualquer ponto do plano móvel pode ser escolhido inicialmente como pivô móvel da contra manivela (primeiro pivô móvel), sendo o seu respectivo centro (pivô fixo) escolhido sobre a mediatriz da reta que une as duas posições do pivô móvel escolhido ($A_0 - A_1$), figura 10. Para este primeiro pivô móvel, são traçadas as linhas de Filemon [7, 8], delimitando a região permissível à escolha do segundo pivô móvel (da manivela) figura 11 [5]. A figura 12 mostra uma solução alternativa para o problema apresentado na figura 10.

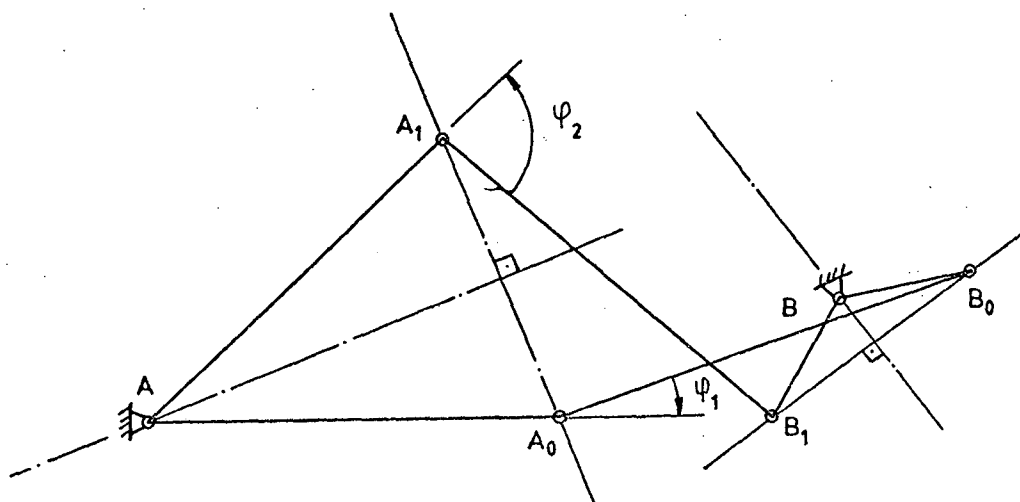


FIG. 10: Mecanismo articulado para 2 PFS

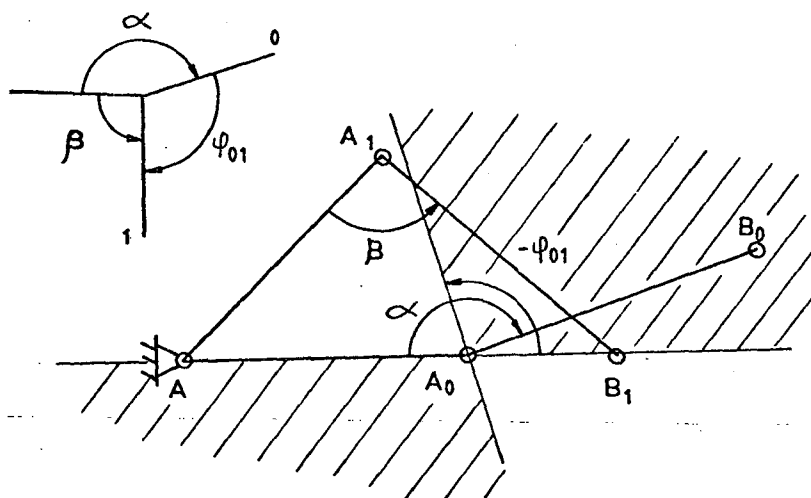


FIG. 11: Linhas de Filemon

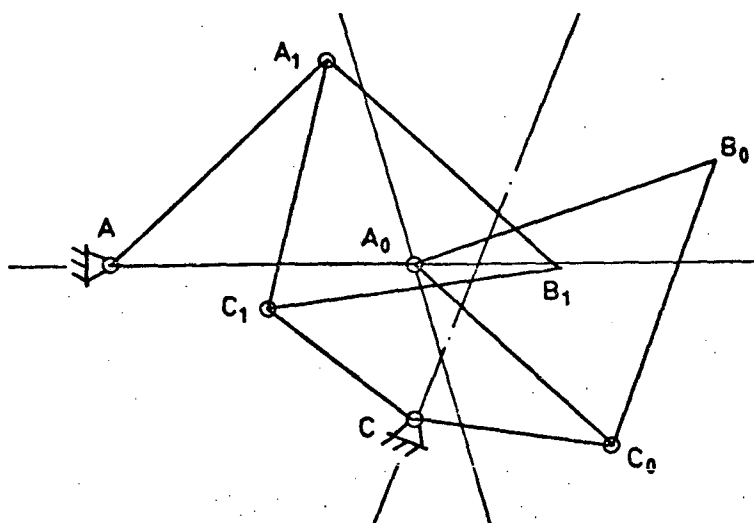
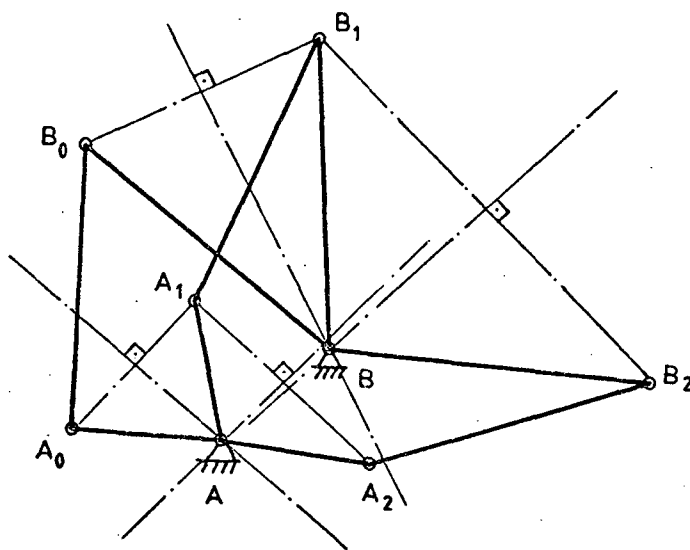


FIG. 12: Mecanismo articulado para 2 PFS

3.2.2. Três Posições: P-P-P

Para este caso, a princípio, qualquer ponto do plano móvel pode ser escolhido como primeiro pivô móvel, da contra manivela. São determinadas as outras duas posições, e o centro da circunferência que passa pelos três pontos será o respectivo pivô fixo, figura 13.



A, B = pivôs fixos
 $A_0, A_1, A_2, B_0, B_1,$
 B_2 = pivôs móveis representados nas 3 posições.

FIG. 13: Mecanismo articulado para 3 PFS, representado nas 3 posições

Contudo, existem regiões do plano móvel em que tal pivô móvel não pode ser escolhido pois, irá resultar em mecanismos que apresentarão o problema da inversão geométrica, indifferente à escolha do segundo pivô móvel, da manivela.

Na obtenção de soluções sem o problema da inversão geométrica, a rotação ψ_{ij} da barra acopladora em relação à contra manivela deve ser menor que 180 graus, quando o mecanismo articulado se movimenta através das posições "i" e "j". Esta rotação é determinada através da posição dos polos imagem, figura 14 [7, 8]. Em se tratando de amplitudes de rotação menores do que 180 graus, isto se refere às articulações oscilatórias dos diversos tipos de mecanismos. Os que satisfazem o critério de GRASHOF [15] possuem duas articulações rotativas e duas oscilatórias e os que não satisfazem GRASHOF, todas são oscilatórias [5, 15]. Desde que a am-

plitude de rotação ψ_{ij} das articulações oscilatórias, na ausência da inversão geométrica, é sempre menor do que 180 graus, os pivôs móveis para estas articulações devem ser selecionados dentro de regiões em que não é necessário uma rotação ψ_{ij} maior que 180 graus, quando o mecanismo conduz o plano móvel através das posições de projeto.

Com isto, a delimitação de regiões permissíveis para a escolha de pivôs móveis da contra-manivela se refere às articulações oscilatórias do mecanismo. Para os duplo balancim GRASHOF, o que caracteriza a não ocorrência da inversão geométrica é que a posição angular de um dos ângulos das articulações fixas (oscilatórias), tenha o mesmo sinal em todas as posições de projeto. Contudo, através de uma simples inversão também é possível se analisar o problema da inversão geométrica para estes mecanismos [5, 8].

No caso de três PFS, a condição que deve ser satisfeita para uma rotação ψ_{ij} menor que 180 graus é que se ψ_{ij} e ψ_{jk} são positivos então ψ_{ik} também deve ser positivo. Uma vez que $\psi_{ik} = \psi_{ij} + \psi_{jk}$, um valor negativo de ψ_{ik} dado pela figura 14 indica que $\psi_{ij} + \psi_{jk} > 180^\circ$ que, pela convenção de sinal adotada, é considerado negativo [5]. Esta verificação é feita para cada par de polos imagem, delimitando a região permissível para a escolha do primeiro pivô móvel (contra manivela), figura 15.

Para um pivô móvel escolhido dentro da região permissível, figura 15, seu respectivo pivô fixo é determinado e a região do plano móvel para a escolha do pivô móvel da manivela é delimitada através do traçado das linhas de Filemon [7, 8].

O problema da ordem não está presente para três PFS, uma vez que a ordem de deslocamento do plano móvel só está relacionada ao sentido de giro da manivela [6, 8].

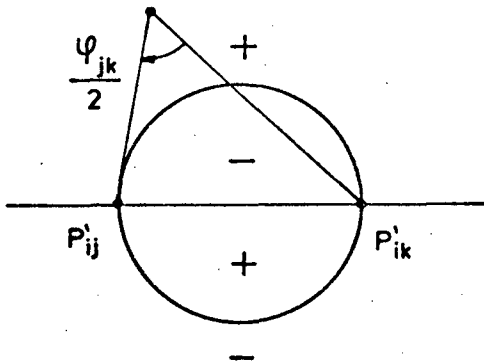


FIG. 14: Convenção de sinal para ψ_{ij}

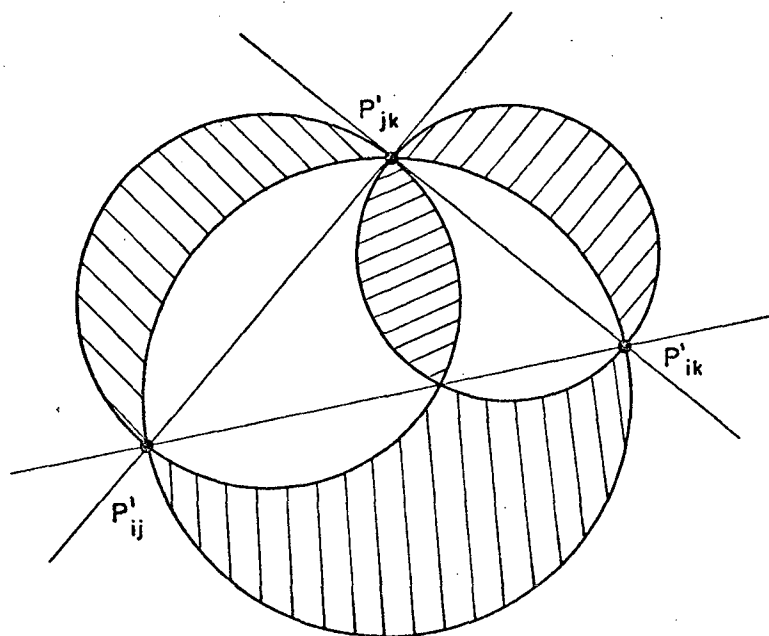


FIG. 15: Região não permissível (hachurada) para a localização do pivô móvel da contra-manivela - 3 PFS

3.2.3. Quatro Posições: P-P-P-P

No caso de quatro posições do plano móvel, a escolha de pontos como pivôs móveis do mecanismo articulado se faz na curva de pontos de círculo [15, 16]. Sobre esta curva são delimitados trechos, através de alguns pontos característicos, para a escolha de pivôs móveis que resultarão em mecanismos articulados livres dos problemas da inversão geométrica e da ordem.

O problema da inversão geométrica é dividido em duas etapas.

Primeiramente deve ser feita a delimitação dos segmentos da curva de pontos de círculo para a escolha de um ponto como pivô móvel da contra manivela (primeiro pivô móvel), procedimento realizado através da localização dos pontos Q'_{ij} - delimitam segmentos cuja ordem de rotação do acoplador em relação à contra manivela é constante - e T_{ij} , U_{ij} - delimitam segmentos em que o deslocamento angular ψ_{ij} da barra acopladora relativo à contra manivela é menor que 180 graus - figura 16 [7, 8].

A segunda etapa da solução consiste em elimi-

nar os pontos de círculo que implicarão no problema da inversão geométrica, dependendo da localização do pivô móvel da manivela (segundo pivô móvel), estabelecendo todos os pontos de círculo que resultarão em mecanismos cujos ângulos da acopladora em relação à contra manivela, nas posições de projeto, possuem o mesmo sinal. Esta etapa é realizada utilizando-se a construção das linhas de Filemon [7, 8].

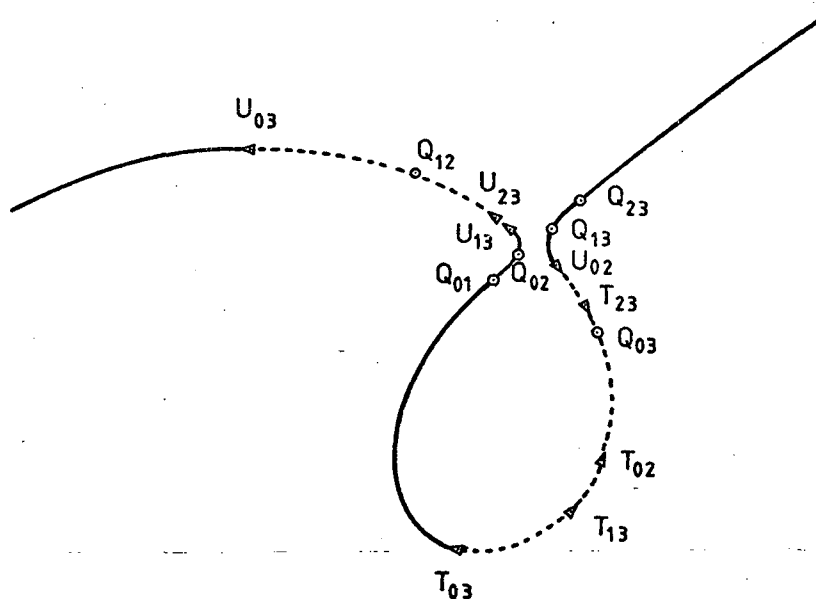


FIG. 16: Curva de pontos de círculo com seus pontos característicos

A solução do problema da ordem está relacionada à delimitação de segmentos da curva de pontos de círculo cuja ordem de rotação da barra acionante (manivela) relativo à barra fixa (base) é constante, cuja identificação é feita através da localização dos polos imagem P'_{ij} . Uma vez que a barra acionante está ligada à barra acopladora pelo pivô móvel, elas possuem a mesma ordem de deslocamento. Com isto, o segundo pivô móvel (da manivela) deve ser escolhido em segmentos da curva onde a ordem de deslocamento do plano acoplador seja a desejada pelo projetista, figura 17 [6, 8].

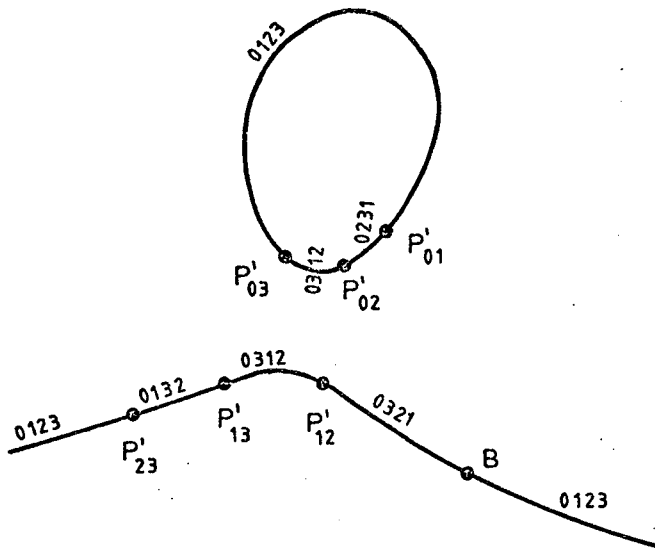


FIG. 17: Curva de pontos de círculo com seus pontos característicos

3.3. Os problemas da ordem e inversão geométrica para as 'PMS'

3.3.1. Inversão Geométrica

A inversão geométrica é uma característica exclusiva das posições finitamente separadas. Portanto, na solução dos problemas de posições multiplamente separadas, o procedimento utilizado para analisar a inversão geométrica só depende do número de posições de projeto separadas finitamente [5].

Os casos PP-P, PPP-P e PP-PP são analisados pelo mesmo método do caso P-P descrito anteriormente. Do mesmo modo, o caso PP-P-P é analisado pelo método descrito para P-P-P, figura 18.

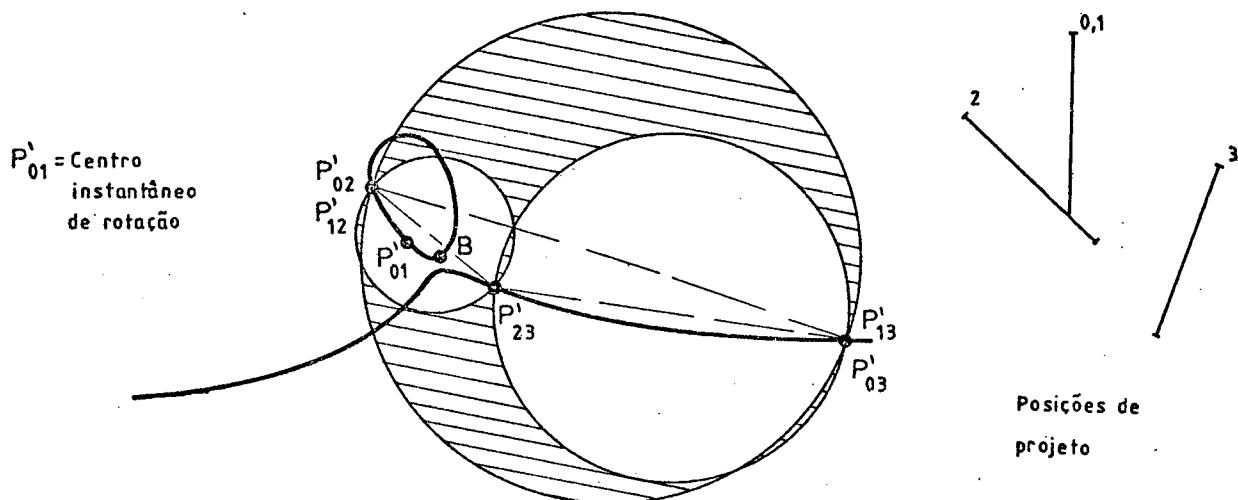


FIG. 18: Região não permissível (hachurada) para a escolha do primeiro pivô móvel (da contra-manivela)

3.3.2. Ordem

A solução do problema da ordem segue o mesmo raciocínio utilizado para as PFS [6, 8], atendo-se somente aos casos em que envolvem no mínimo quatro posições de projeto. Consiste na seleção de pontos (pivôs móveis) que resultarão em mecanismos articulados que passam através de posições pré-estabelecidas numa ordem desejada, quando acionados por uma barra girando continuamente.

Nos casos de PMS, o centro instantâneo de rotação de duas PIS é um polo de rotação e, pelo fato de duas posições serem coincidentes, há a superposição de alguns polos de rotação, figura 18. Se "i" e "j" são duas PIS e "i" e "k" duas PFS, então P_{ij} é o centro instantâneo e P_{ik} e P_{jk} são polos coincidentes.

Considere-se o caso PP-P-P, apresentado na figura 18, onde "i", "j" e "k" são as PFS e "l" e "i" as PIS. Supondo que a barra acionante (manivela) gira uniformemente de tal forma que passa através das PFS na ordem "ijk", se a barra acopladora gi

rar sobre o centro instantâneo P_{li} no mesmo sentido de giro da barra acionante, a barra acopladora irá passar através das PIS na ordem " li ". Logo, a ordem total será " $i j k l$ ". Se a barra acopladora girar sobre o centro instantâneo P_{li} no sentido oposto ao giro da barra acionante, a barra acopladora irá passar através das PIS na ordem " $i l$ ". Logo, a ordem total será " $i l j k$ ".

Como se nota pelas considerações acima, a ordem controla o sentido de rotação do plano acoplador sobre o centro instantâneo. Pode-se compreender tal fato, uma vez que as PIS devem se apresentar simultaneamente em qualquer ordem possível de acontecer. Para o caso PP-P-P citado são possíveis as ordens " $l i j k$ ", " $l i k j$ ", " $i l j k$ ", " $i l k j$ ". Mas " $l i j k$ " = " $i l k j$ " e " $l i k j$ " = " $i l j k$ ", somente diferindo no sentido de rotação. Portanto, as duas seqüências são " $i j k l$ " e " $i l j k$ ".

Na determinação da ordem nos segmentos da curva de pontos de círculo limitados pelos polos imagem, deve-se proceder como realizado para as PFS [6, 8]. Seguindo sobre a curva de pontos de círculo, quando se transpor os polos coincidentes, a troca das posições de acordo com os índices dos polos imagem deve proceder primeiramente com os índices dos polos que se referem às posições sucessivas na ordem atual, figura 19. Quando a curva de pontos de círculo se dividir em dois ramos, torna-se necessário a utilização de uma das circunferências de polos imagem para a determinação da ordem em um dos segmentos [6, 8]. Em se tratando de polos coincidentes nesta circunferência, ela é tangente à curva de pontos de círculo no ponto que se refere aos polos coincidentes, figura 19.

No caso PP-PP, a ordem de deslocamento do plano móvel irá indicar se o seu sentido de rotação sobre os dois centros instantâneos de rotação serão iguais ou opostos, quando o mecanismo resultante é acionado por uma barra girando continuamente. Sejam " i, j " e " k, l " o par de PIS e " i, k " o par de PFS. Uma vez que as PIS devem se apresentar simultaneamente em qualquer ordem possível de acontecer, as ordens de deslocamento do plano móvel podem ser " $i j k l$ ", " $i j l k$ ", " $j i k l$ " e " $j i l k$ ". Mas " $i j k l$ " = " $j i l k$ " e " $i j l k$ " = " $j i k l$ ", somente diferindo no sentido de rotação. Portanto, as duas seqüências são " $i j k l$ " e " $i j l k$ ".

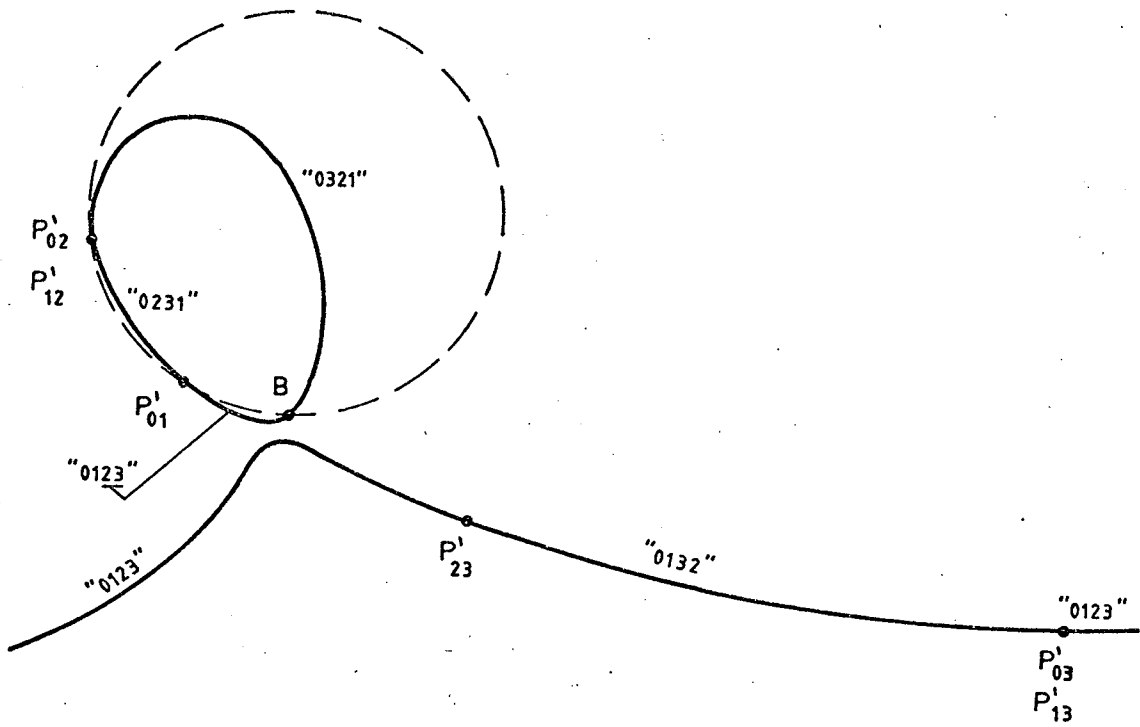


FIG. 19: Representação geométrica da interseção da curva de pontos de círculo com uma das circunferências de polos imagem

4. SOLUÇÃO ANALÍTICA

4.1. Introdução

O procedimento geométrico da síntese gráfica de Burmester foi analisado, resultando nas formas algébricas desenvolvidas para a estruturação da síntese analítica. A sistemática aqui apresentada consiste na especificação dos parâmetros representativos das posições de projeto, na determinação dos coeficientes generalizados da curvatura, dos pontos característicos, das regiões permissíveis para a escolha de pontos considerados como pivôs móveis, das retas de Filemon e da análise dos mecanismos resultantes.

O desenvolvimento desta metodologia analítica tornou possível a automatização na determinação de mecanismos articulados que satisfaçam requisitos de projeto pré-estabelecidos. Este procedimento pode ser dividido em duas etapas. A primeira está relacionada com a escolha de pontos do plano móvel considerados como primeiro pivô móvel do mecanismo articulado, o pivô móvel da barra de saída (barra conduzida). A segunda trata da escolha de pontos como segundo pivô móvel, da barra de entrada (barra motora) do mecanismo.

4.2. Teoria PMS

4.2.1 - Posições de projeto

Na especificação dos requisitos de projeto, é definida pelo projetista a localização das posições de um plano móvel. Através do movimento do mecanismo articulado a ser determinado, a barra acopladora irá conduzir o plano móvel às posições pré-estabelecidas.

As PFS podem ser indicadas pela definição de retas que representam tais posições, caracterizadas pelos seus parâmetros linear e angular em relação a um sistema referencial fixo, figura 20.

Para as PIS, conforme apresentado na seção 2.2, em relação ao sistema referencial fixo, são especificados os parâmetros que permitirão as suas indicações através de uma especifi-

cação automatizada, figura 20.

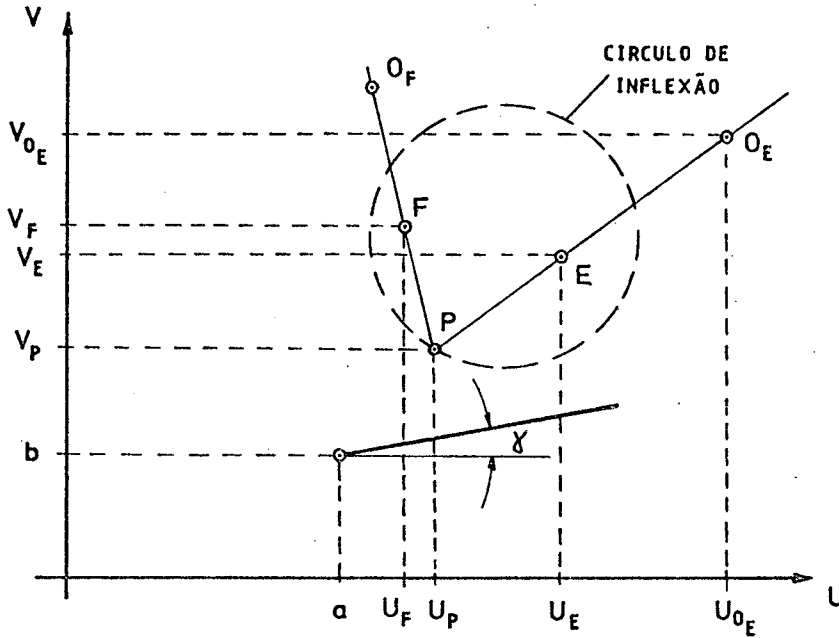


FIG. 20: Especificação dos parâmetros representativos das PMS

4.2.2. Centro de curvatura para as PMS

A restrição circular para a determinação dos pontos do plano móvel que assumem três PMS sobre um arco de circunferência $G(U, V)$ é dada por

$$g_\ell(U, V) = \frac{d^k}{d\gamma^k} \left[Q_0 (U^2 + V^2) + 2 Q_1 U + 2 Q_2 V + Q_3 \right]_{\gamma = \gamma_j} = 0 \quad (21)$$

onde: $\ell = 0, 1, 2$

Q_0, Q_1, Q_2, Q_3 = coeficientes da equação da circunferência a serem determinados.

Na posição inicial, $\ell = j = k = 0$, a equação (21) fica

$$g_0(U_0, V_0) = Q_0 (U_0^2 + V_0^2) + 2 Q_1 U_0 + 2 Q_2 V_0 + Q_3 = 0 \quad (22)$$

Para se obter uma expressão livre do coeficiente Q_3 ,

a equação (21) é subtraída da (22) ficando

$$\Delta g = G_\ell (U, V) = \frac{d^k}{d^k} \left[Q_0 (U^2 + V^2 - U_0^2 - V_0^2) + 2 Q_1 (U - U_0) + 2 Q_2 (V - V_0) \right]_{\gamma = \gamma_j} = 0 \quad (23)$$

onde $\ell = 1, 2$

Usando a transformação fundamental (06) e introduzindo os coeficientes generalizados da curvatura, seção 2.3, a equação (23) toma a forma

$$G_\ell (U, V) = Q_0 (A_{0\ell} + A_{1\ell}X + A_{2\ell}Y) + Q_1 (A_{3\ell}X - A_{4\ell}Y + A_{5\ell}) + Q_2 (A_{4\ell}X + A_{3\ell}Y + A_{6\ell}) = 0 \quad (24)$$

onde $\ell = 1, 2$

Fazendo

$$R_\ell = A_{0\ell} + A_{1\ell}X + A_{2\ell}Y$$

$$S_\ell = A_{3\ell}X - A_{4\ell}Y + A_{5\ell}$$

$$T_\ell = A_{4\ell}X + A_{3\ell}Y + A_{6\ell}$$

a equação (24) toma a forma

$$G_\ell (U, V) = Q_0 R_\ell + Q_1 S_\ell + Q_2 T_\ell = 0 \quad (25)$$

onde $\ell = 1, 2$

Para as posições $\ell = 1, 2$, a equação (25) resulta no sistema

$$Q_0 R_1 + Q_1 S_1 + Q_2 T_1 = 0$$

$$Q_0 R_2 + Q_1 S_2 + Q_2 T_2 = 0$$

Resolvendo o sistema acima, obtem-se as coordenadas (U_c, V_c) do centro de curvatura de um ponto (X, Y) do plano móvel que assume três PMS sobre um arco de circunferência [3].

$$U_c = - \frac{Q_1}{Q_0} = \frac{R_1 T_2 - R_2 T_1}{S_1 T_2 - S_2 T_1} \quad (26)$$

$$V_c = - \frac{Q_2}{Q_0} = \frac{R_2 S_1 - R_1 S_2}{S_1 T_2 - S_2 T_1}$$

Para os pontos que assumem quatro PMS sobre um arco de circunferência, estes se localizam na curva de pontos de círculo [15, 16]. Seus respectivos centros de curvatura são determinados pela equação (26), uma vez que o arco de circunferência para três PMS também está garantido pela adição da quarta posição, que forma o problema de quatro PMS.

4.2.3 - Restrição linear para as PMS

Consiste na determinação do círculo de polos imagem [15, 16] para três PMS. Qualquer ponto sobre a circunferência que contem os polos tomado como pivô móvel de um mecanismo articulado, irá ocupar três PMS sobre uma reta quando este mecanismo se movimenta através das três PMS.

Uma reta do plano fixo pode ser descrita por

$$L_0 U + L_1 V + L_2 = 0$$

Sendo (U_ℓ, V_ℓ) , $\ell = 0, 1, 2$, as coordenadas de um ponto qualquer em relação ao sistema referencial fixo, para cada posição especificada do plano móvel, tem-se

$$L_0 U_\ell + L_1 V_\ell + L_2 = 0 \quad (27)$$

Para $\ell = 1, 2$ e subtraindo de $\ell = 0$, obtem-se o sistema abaixo, livre do coeficiente L_2

$$\begin{aligned} L_0 (U_1 - U_0) + L_1 (V_1 - V_0) &= 0 \\ L_0 (U_2 - U_0) + L_1 (V_2 - V_0) &= 0 \end{aligned} \quad (28)$$

Usando a transformação fundamental (06) e introduzindo os coeficientes generalizados da curvatura, seção 2.3, a resolução do sistema (28) leva a [3] :

$$\begin{vmatrix} A_{31} X - A_{41} Y + A_{51} & A_{41} X + A_{31} Y + A_{61} \\ A_{32} X - A_{42} Y + A_{52} & A_{42} X + A_{32} Y + A_{62} \end{vmatrix} = 0 \quad (29)$$

Desenvolvendo o determinante de (29), tem-se

$$\begin{aligned} (A_{31} A_{42} - A_{32} A_{41}) (X^2 + Y^2) + (A_{31} A_{62} + A_{42} A_{51} - \\ - A_{32} A_{61} - A_{41} A_{52}) X + (A_{32} A_{51} + A_{42} A_{61} - A_{31} A_{52} - \\ - A_{41} A_{62}) Y + (A_{51} A_{62} - A_{52} A_{61}) = 0 \end{aligned} \quad (30)$$

que é a equação de uma circunferência, cuja localização em relação ao sistema móvel é dada por

$$\begin{aligned} X_C &= \frac{A_{32} A_{61} + A_{41} A_{52} - A_{31} A_{62} - A_{42} A_{51}}{2 (A_{31} A_{42} - A_{32} A_{41})} \\ Y_C &= \frac{A_{31} A_{52} + A_{41} A_{62} - A_{32} A_{51} - A_{42} A_{61}}{2 (A_{31} A_{42} - A_{32} A_{41})} \end{aligned} \quad (31)$$

Sendo de conhecimento a localização desta circunferência, estão delimitadas as regiões do plano móvel para a escolha de pivôs móveis que assumem curvaturas opostas quando situados dentro ou fora dela.

4.3. - Solução para três PMS

4.3.1 - Introdução

O problema da transformação da curvatura para três PMS [3] é satisfeito por todos os pontos do plano móvel, pois cada ponto que assume três posições neste plano define um arco de circunferência sobre o plano fixo. Na solução destes problemas, a determinação dos mecanismos articulados, que venham satisfazer os requisitos de projeto, deve atender ao problema da inversão geométrica, como citado no capítulo 2.

Na tentativa de efetuar uma procura de pontos sobre o plano móvel da forma mais abrangente possível, os procedimentos utilizados para a escolha dos pivôs móveis do mecanismo (da contra manivela e manivela) foram efetuados de modo diferente, como será apresentado na seção 4.3.3.

4.3.2 - Pontos característicos

São chamados de pontos característicos os pontos auxiliares utilizados na solução dos problemas de três PMS. Constam dos polos de rotação origem e imagem [15, 16]..

Os polos de rotação origem P_{ij} são os centros de rotação do plano móvel quando este se movimenta da posição "i" à posição "j", cujas coordenadas já foram definidas em [1] e são dadas por

$$U_{ij} = \frac{a_j - a_i}{2} - \frac{b_j - b_i}{2} \cotg \frac{\gamma_j - \gamma_i}{2} \quad (32)$$

$$V_{ij} = \frac{b_j - b_i}{2} + \frac{a_j - a_i}{2} \cotg \frac{\gamma_j - \gamma_i}{2}$$

onde (a, b, γ) são os parâmetros lineares e angular, respectivamente, representativos da localização das PFS do plano móvel.

Os polos de rotação imagem são determinados quando há uma inversão na fixação dos planos fixo e móvel, com a fixação do plano inicialmente móvel e a liberação do inicialmente fixo, figura 21 [15]. É mais comum esta inversão ocorrer com a fixação do plano móvel na primeira das posições de projeto previamente estabelecidas. A notação dos polos imagem será indicada por uma apostrofe : P'_{ij}

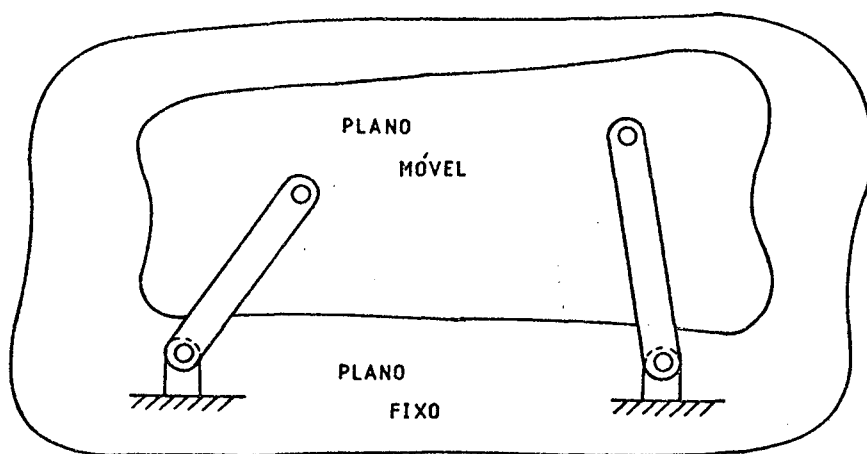


FIG. 21: Interpretação gráfica da localização dos planos fixo e móvel

Analiticamente a determinação da localização do polo imagem P'_{jk} é feita através da reflexão de P_{jk} sobre a reta $P_{ij} P_{ik}$ [1], figura 22.

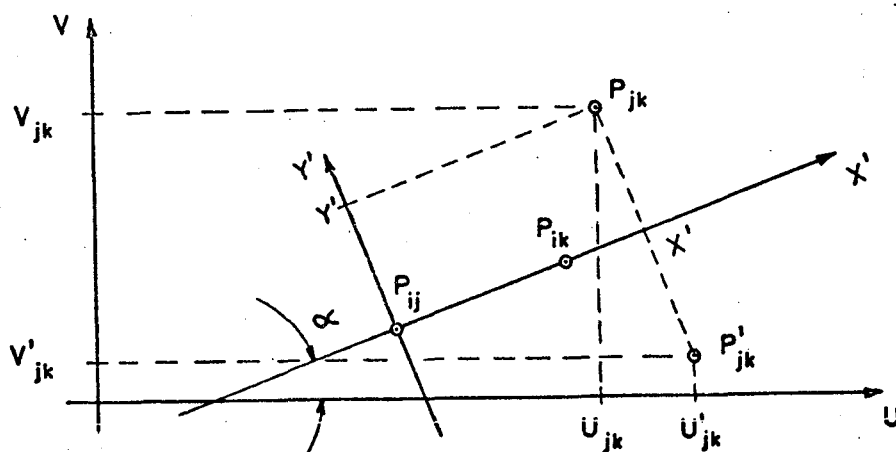


FIG. 22: Determinação do polo imagem P'_{jk}

$$\alpha = \arctg \frac{V_{ik} - V_{ij}}{U_{ik} - U_{ij}}$$

No novo sistema referencial $U'xV'$ tem-se

$$X' = (U_{jk} - U_{ij}) \cos \alpha + (V_{jk} - V_{ij}) \sin \alpha$$

$$Y' = (V_{jk} - V_{ij}) \cos \alpha - (U_{jk} - U_{ij}) \sin \alpha$$

e as coordenadas do polo imagem P'_{jk} no sistema referencial UxV são

$$U'_{jk} = X' \cos \alpha + Y' \sin \alpha + U_{ij} \quad (33)$$

$$V'_{jk} = X' \sin \alpha - Y' \cos \alpha + V_{ij}$$

4.3.3 - Localização dos pivôs móveis

Sobre o plano móvel, os pivôs móveis devem se situar dentro de regiões que resultarão em mecanismos articulados livres do problema da inversão geométrica, conforme apresentado no capítulo 3.

Na escolha de pontos como primeiro pivô móvel (da contra manivela) foi seguido um critério para a procura de pontos permissíveis como mostra a figura 23. Para um ponto inicial (X_E, Y_E) escolhido automaticamente ou dado pelo projetista, é efetuada uma variação circular ao redor deste, caso ele resulte num mecanismo articulado que não atenda aos requisitos de projeto ou no caso em que se deseje variar a região de procura de soluções.

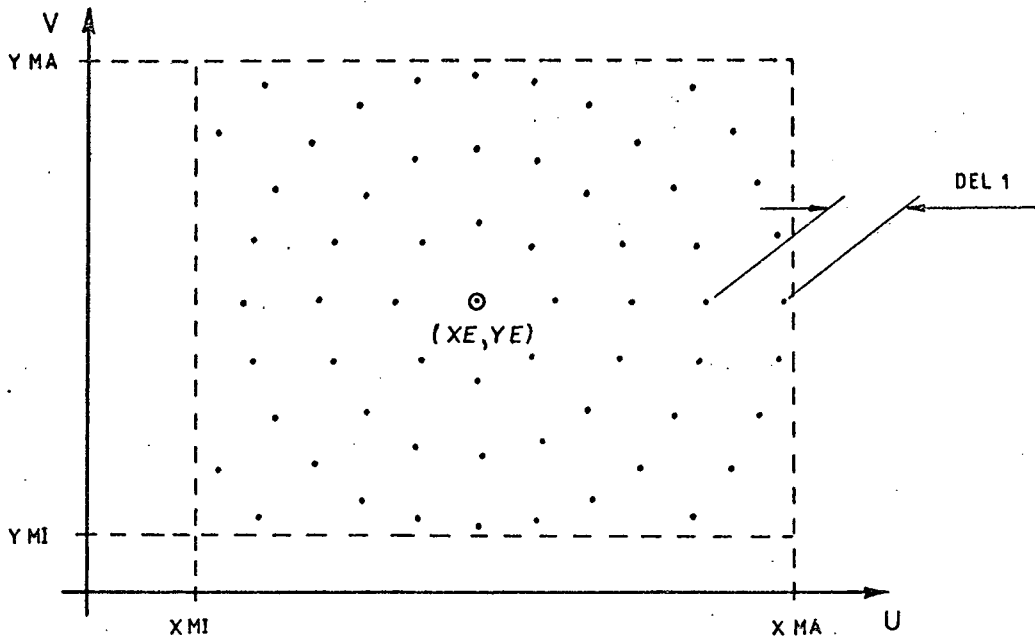


FIG. 23: Metodologia utilizada para a escolha de pontos como primeiro pivô móvel (da contra-manivela) do mecanismo articulado para três PMS

As linhas tracejadas delimitam a região de solução. A variação circular adotada está relacionada ao grau de dificuldade dos requisitos de projeto, de tal modo que o incremento $DEL1$, utilizado na variação circular para a procura de pontos como primeiro pivô móvel, tenha um valor percentual em relação à região de solução, figura 24. Como toda a região do plano móvel pode atender ao problema da transformação da curvatura para três PMS [3], no caso de restrições exigentes na procura de soluções, a variação circular deve ser mais apurada, ou seja, $DEL1$ deve ter um valor que varie inversamente proporcional ao grau de dificuldade dos requisitos de projeto.

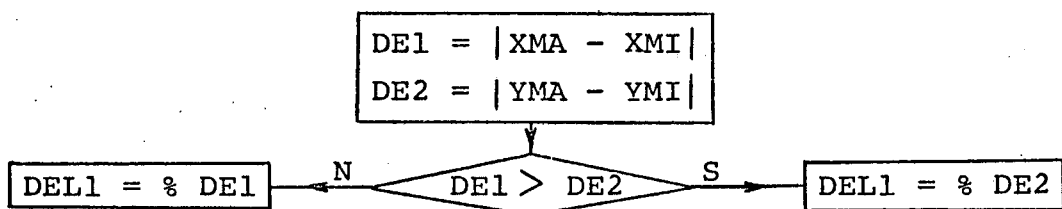


FIG. 24: Critério para a determinação de $DEL1$, tal que $\%$ = PER1 (percentual arbitrado para solução do problema)

Os requisitos de projeto aqui mencionados se referem, além da garantia da ausência dos problemas da ordem e inversão geométrica, à localização do mecanismo articulado resultante dentro da região de solução, tipo de mecanismo desejado e qualidade de transmissão de movimento, que serão apresentados na seção 4.5.

Para cada ponto escolhido como primeiro pivô móvel é determinado seu respectivo centro, traçadas as linhas de Filemon [1,2] no sentido de delimitar a região permissível à escolha de pontos como segundo pivô móvel do mecanismo. Na região permissível de Filemon é seguido um critério para a escolha destes, onde é feita uma mudança no sistema de referência, sendo a abscissa deste novo sistema referencial a bissetriz da região permissível de Filemon, conforme mostra a figura 25.

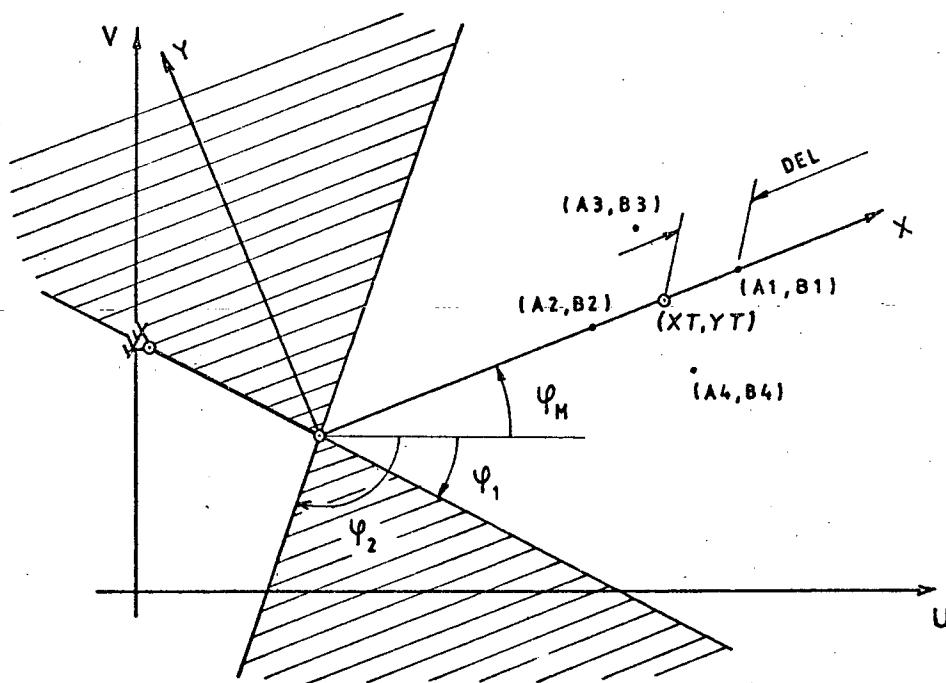


FIG. 25: Metodologia utilizada para a escolha de pontos como segundo pivô móvel (da manivela) do mecanismo articulado para três PMS, onde $DEL = \% DEL1$, tal que $\% = PER$ (percentual arbitrado para solução do problema)

Da figura 25:

$$\psi_M = (\psi_1 + \psi_2 - 180^\circ) / 2$$

$$\begin{aligned}
 A1 &= XT + DEL & , & \quad B1= YT \\
 A2 &= XT - DEL & , & \quad B2= YT \\
 A3 &= XT & , & \quad B3= YT + DEL \\
 A4 &= XT & , & \quad B4= YT - DEL
 \end{aligned}
 \tag{34}$$

onde

ψ_1, ψ_2 = ângulos de inclinação das retas de Filemon

ψ_M = ângulo de inclinação da bissetriz da região permissível de Filemon

(XT, YT) = ponto de referência

DEL = incremento utilizado para a procura de pontos como segundo pivô móvel

Para um ponto de referência (XT, YT) dentro da região permissível é iniciado o processo de busca de pontos para a determinação final do mecanismo, segundo os pontos (Ai, Bi) , $i= 1, 4$, indicados em (34). Cada ponto (Ai, Bi) resulta em um mecanismo articulado cujos resultados são comparados entre si e aquele que apresentar a melhor solução quanto à qualidade de transmissão de movimento (critério de Alt) [15, 16], será o novo ponto de referência (XT, YT) ao redor do qual serão pesquisados novos mecanismos. Esta verificação é feita separadamente para cada primeiro pivô móvel escolhido.

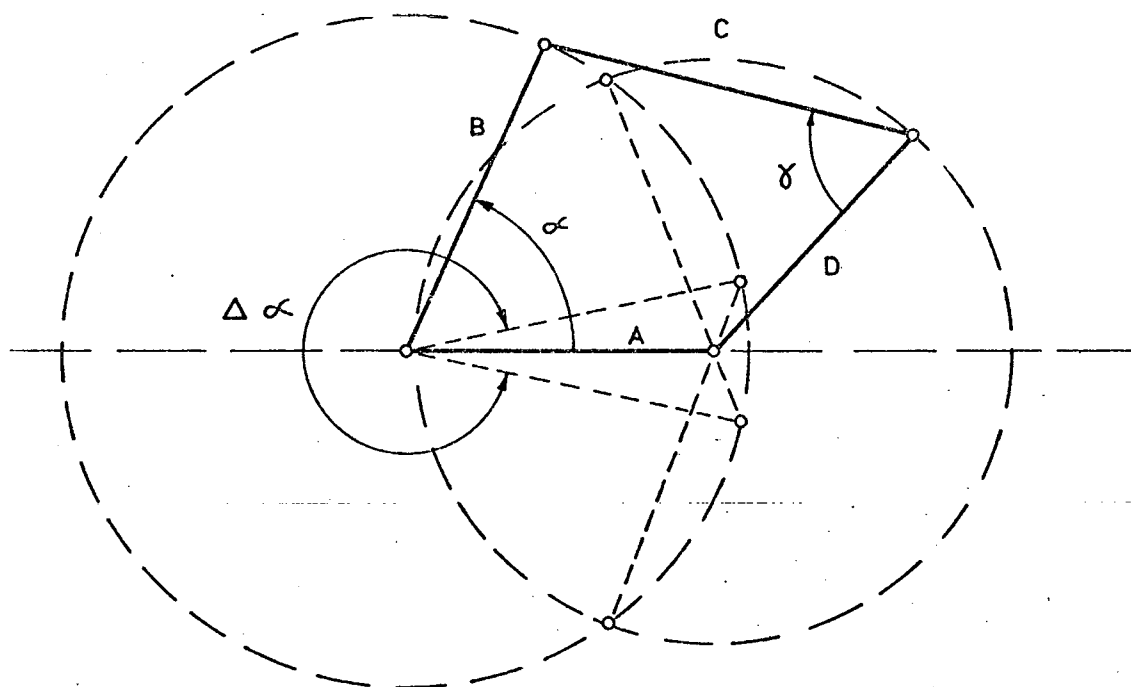
Caso nenhum dos pontos (Ai, Bi) verificado atender aos requisitos de projeto, é feita uma mudança automática no ponto de referência (XT, YT) para que seja efetuada uma nova pesquisa de soluções sobre uma outra área da região permissível.

Quando o tipo de mecanismo desejado for um manivela-balancim ou dupla-manivela, na escolha do segundo pivô móvel, é seguida uma metodologia para a fixação do novo ponto de referência (XT, YT) , caso nenhum dos pontos (Ai, Bi) verificados resultar em mecanismos articulados que estejam de acordo com o tipo desejado.

Se o mecanismo desejado for do tipo manivela-balancim e nenhum dos pontos (Ai, Bi) verificados resultar em mecanismos manivela-balancim, o novo ponto (XT, YT) passará a ser um dos (Ai, Bi) que resultar em um mecanismo dupla-manivela, pois, ao redor deste, ter-se-ão maiores possibilidades de se conseguir um manivela-balancim, já que é necessário uma barra motora com rotação

completa e um dupla-manivela atende a este requisito. Caso nenhum dos pontos (A_i, B_i) resultar também em mecanismos dupla-manivela, o novo ponto (X_T, Y_T) passará a ser um dos (A_i, B_i) que resultar num mecanismo não-Grashof que possuir a maior rotação da barra motora [15], de acordo com o apresentado na figura 26.

No caso do mecanismo desejado ser do tipo dupla-manivela e nenhum dos pontos (A_i, B_i) verificados resultar em mecanismos dupla-manivela, é feita uma verificação análoga à descrita anteriormente para a escolha do novo ponto de referência (X_T, Y_T) .



Comprimento das

barras: A = 40

B = 45

C = 50

D = 39

Para: $\gamma = 0^\circ$ | $\alpha = 13,3^\circ$

| $\alpha = 346,7^\circ$

$\gamma = 180^\circ \rightarrow \alpha = \cancel{1}$

Logo: $\alpha_{\min} = 13,3^\circ$, $\alpha_{\max} = 346,7^\circ \rightarrow \Delta\alpha = 333,4^\circ$

FIG. 26: Exemplo demonstrativo da variação angular da barra motora no movimento de um mecanismo não-Grashof

4.3.4 - Problema da inversão geométrica

No projeto de mecanismos articulados que atendam ao requisito de três PMS de um plano móvel, a solução do problema da inversão geométrica consiste na verificação da localização do primeiro pivô móvel (da contra manivela) dentro de regiões permissíveis, somente para os casos de três PFS e no traçado das retas de Filemon para delimitar as regiões permissíveis à escolha do segundo pivô móvel (da manivela).

A verificação na escolha do primeiro pivô móvel para três PFS, seção 3.2.2, figura 15, é efetuada segundo um critério de cálculo de distâncias. Cada par de polos imagem, calculado pelas expressões (33), corresponde a um círculo.

$$A_1 = (XPI_{01} + XPI_{02}) / 2, \quad B_1 = (YPI_{01} + YPI_{02}) / 2$$

$$A_2 = (XPI_{01} + XPI_{12}) / 2, \quad B_2 = (YPI_{01} + YPI_{12}) / 2$$

$$A_3 = (XPI_{02} + XPI_{12}) / 2, \quad B_3 = (YPI_{02} + YPI_{12}) / 2$$

$$R_1 = (XPI_{01} - XPI_{02})^2 + (YPI_{01} - YPI_{02})^2$$

$$R_2 = (XPI_{01} - XPI_{12})^2 + (YPI_{01} - YPI_{12})^2$$

$$R_3 = (XPI_{02} - XPI_{12})^2 + (YPI_{02} - YPI_{12})^2$$

onde

(XPI, YPI) = coordenadas dos polos imagem

(A_i, B_i) = coordenadas do centro das circunferências

R_i = raio das circunferências

Para cada ponto escolhido inicialmente como primeiro pivô móvel é verificada sua localização, se dentro ou fora de cada circunferência, através do cálculo da distância deste ponto ao seu centro.

O procedimento utilizado para o traçado das retas de Filemon é o mesmo desenvolvido por Wondracek [1].

Sendo os ângulos ψ_{ij} os deslocamentos angulares da contra manivela em relação à barra acopladora, quando o mecanismo se movimenta da posição "i" à posição "j", as retas de Filemon são determinadas a partir do menor e maior valor de ψ_{ij} para $i = 0$ e $j = 1$, (NPFS*-1), isto é, pelos deslocamentos angulares mínimo (ou máximo negativo) e máximo a partir da posição "0", plano tomado como referência na inversão angular.

Os deslocamentos angulares ψ_{ij} , $i = 0$ e $j = 1$, (NPFS-1), estão representados na figura 27, calculados a partir da equação (35)

$$\psi_i = \pi - \arccos \frac{D^2 + R^2 - H^2}{2DR} \quad (35)$$

onde D, R, H estão representados na figura 28.

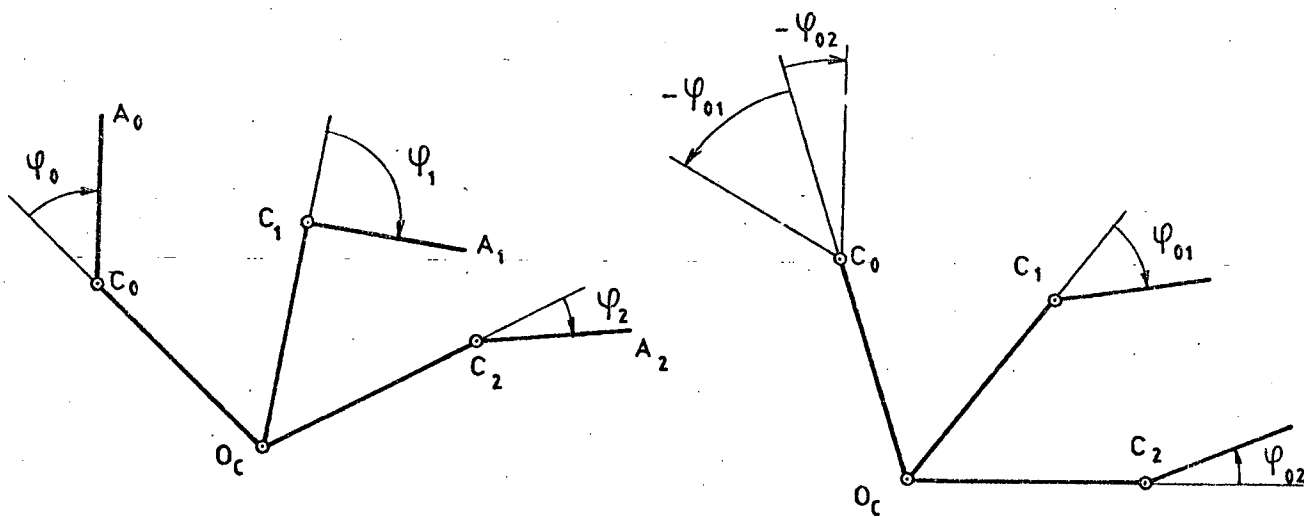


FIG. 27: Para um ponto conhecido do plano acoplador, representação do deslocamento angular ψ_{0j}

(*) NPFS = número de posições finitamente separadas

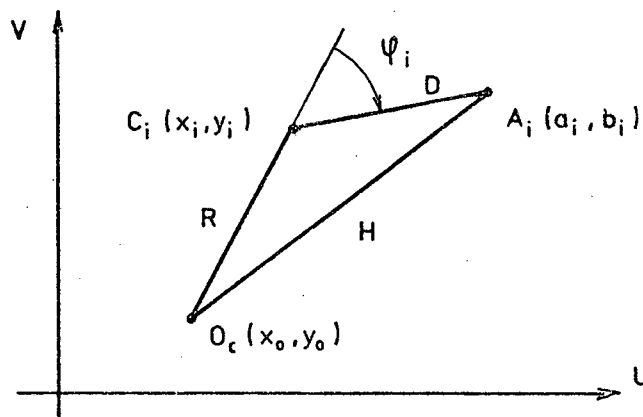


FIG. 28: Localização da contra manivela R na posição i em relação ao sistema de coordenadas UxV e ao plano acoplador, caracterizado pela barra D.

Fazendo-se

$$\psi_{0j} = \psi_j - \psi_0 \quad (36)$$

a inclinação das retas de Filemon em relação ao sistema referencial adotado será dada por

$$\begin{aligned} m_\ell &= \operatorname{tg} \vartheta_\ell \\ m_m &= \operatorname{tg} \vartheta_m \end{aligned}$$

onde

$$\vartheta_\ell = \theta_0 + \psi_{0j_{\text{menor}}}$$

$$\vartheta_m = \theta_0 + \psi_{0j_{\text{maior}}}$$

$$\theta_0 = \text{inclinação da contra manivela R na posição "0"}$$

Uma vez que estas retas se interceptam no ponto de círculo $C_0(x_0, y_0)$, suas equações são dadas por

$$y = m_\ell x + b_\ell, \quad y = m_m x + b_m$$

onde

$$b_\ell = y_0 - m_\ell x_0, \quad b_m = y_0 - m_m x_0$$

O ângulo compreendido entre as retas de Filemon, da região não permissível para a escolha do segundo pivô móvel, é

$$\psi_{lm} = \psi_{oj_{maior}} - \psi_{oj_{menor}} \quad (37)$$

cuja representação geométrica se encontra na figura 29.

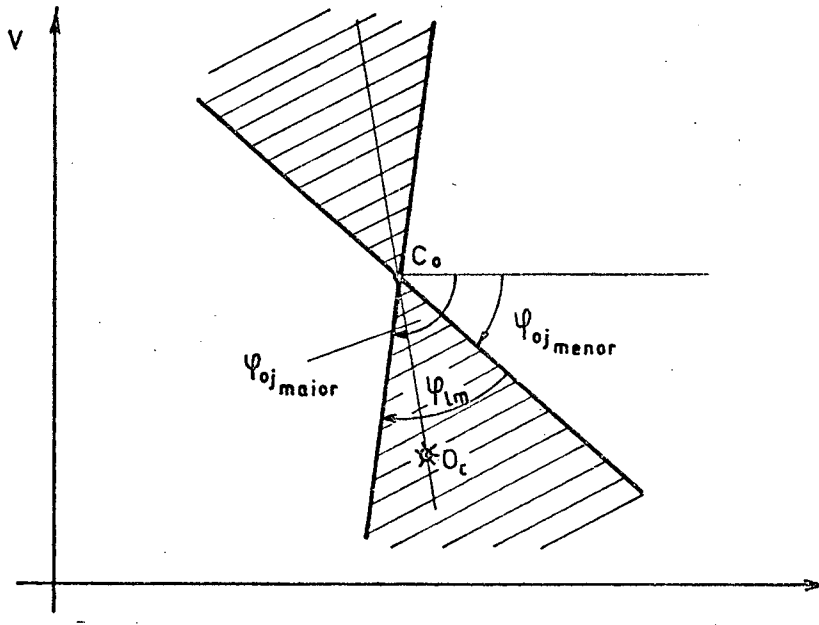


FIG. 29: Representação geométrica do traçado das retas de Filemon

4.4. Solução para quatro PMS

4.4.1. Introdução

Devido à condição adicional representada pela quarta posição, o problema da transformação da curvatura para quatro PMS [3] restringe a região de solução do plano móvel aos pontos de uma curva: a curva de pontos de círculo. Por definição, esta curva é o lugar geométrico dos pontos do plano móvel que assumem quatro PMS sobre uma circunferência no plano fixo [15, 16].

A determinação dos mecanismos articulados, que venham satisfazer os requisitos de projeto, deve atender aos problemas da ordem e inversão geométrica, como citados no capítulo 2. A solução consiste na delimitação de segmentos da curva de pontos de círculo que permitam a escolha de pontos como pivôs móveis, resultando em mecanismos articulados que satisfaçam tais problemas.

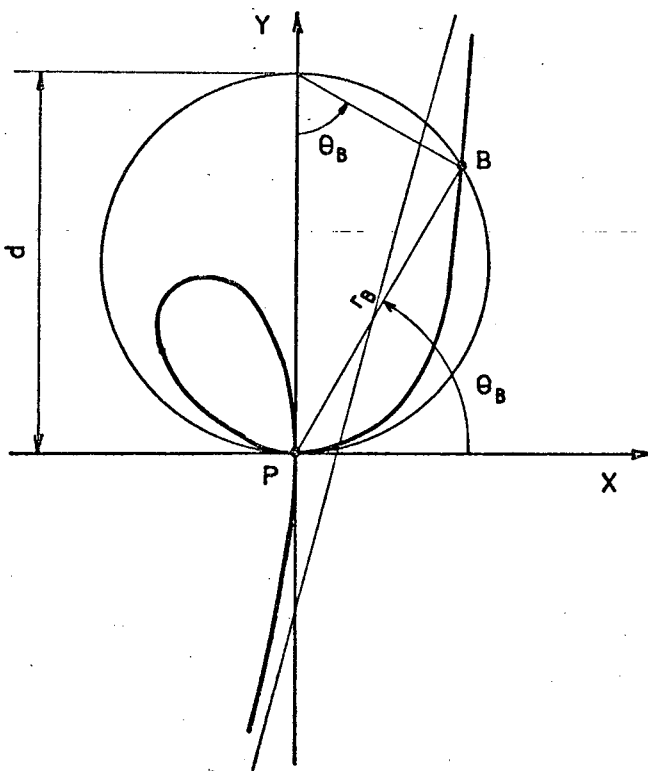
4.4.2. Pontos característicos

São alguns pontos importantes para a solução dos problemas da ordem de deslocamento do plano móvel nos casos de quatro PMS. Constan dos polos de rotação origem, imagem e do ponto de Ball [15, 16].

O cálculo dos polos de rotação origem e imagem segue o mesmo procedimento descrito na seção 4.3.2.

O ponto de Ball, ponto de círculo cuja trajetória descreve uma curvatura de raio infinito [15], é a intersecção da curva de pontos de círculo com o círculo de inflexão. É o único ponto de círculo em que as quatro posições de projeto estarão localizadas sobre uma reta.

No caso de quatro PIS, figura 30, o ponto de Ball pode ser determinado a partir da equação (17) e da expressão do círculo de inflexão.



d = diâmetro do círculo de inflexão

B = ponto de Ball

θ_B = posição angular do ponto de Ball no sistema especial de referência

FIG. 30: Representação geométrica da localização do ponto de Ball para quatro PIS.

Da figura 30

$$r_B = d \sin \theta_B$$

$$\frac{1}{M \sin \theta_B} + \frac{1}{N \cos \theta_B} = \frac{1}{r_B}$$

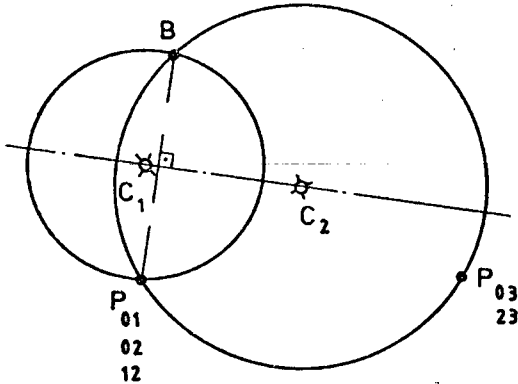
Agrupando as duas equações acima

$$\frac{1}{M \sin \theta_B} + \frac{1}{N \cos \theta_B} = \frac{1}{d \sin \theta_B}$$

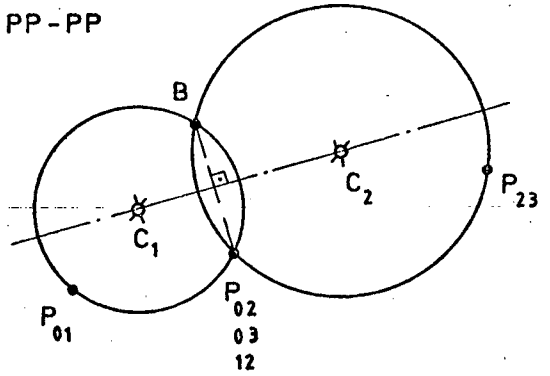
$$\operatorname{tg} \theta_B = \frac{NM - dN}{dM} \quad (38)$$

Para os casos restantes de quatro PMS, o procedimento utilizado para o cálculo do ponto de Ball segue a representação geométrica da figura 31. Para dois grupos de três PMS são determinados seus respectivos círculos de pólos imagem[15] e a intersecção destes dois círculos, além do pólo imagem comum, será o ponto de Ball.

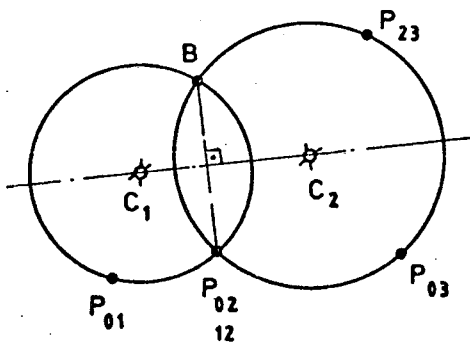
a) PPP-P



b) PP-PP



c) PP-P-P



d) P-P-P-P

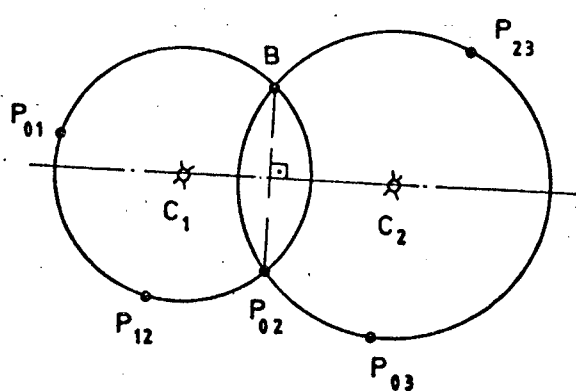


FIG. 31: Representação geométrica da determinação do ponto de Ball

Analiticamente, as circunferências que contêm os polos imagem podem ser definidas através do estudo da restrição linear para o deslocamento de três PMS [3], como apresentado na seção 4.2.3. Com os dois grupos de três PMS englobando as posições "0,1,2" e "0,2,3", os centros das circunferências dos polos imagem são C_1 e C_2 , respectivamente, cujas coordenadas são calculadas pelas expressões (31). Pela representação geométrica apresentada na figura 31, pode-se determinar o ponto de Ball pela reflexão do polo P_{02} , comum aos dois grupos de três PMS, sobre a reta que passa pelo centro das duas circunferências, utilizando o mesmo procedimento analítico apresentado na seção 4.3.2., figura 22.

4.4.3. Curva de pontos de círculo

O lugar geométrico dos pontos do plano móvel que podem ser tomados como pivôs móveis do mecanismo articulado, a ser determinado a partir de quatro PMS do plano acoplador, é chamado curva de pontos de círculo.

Algebricamente, esta curva é uma equação cúbica de duas variáveis que é determinada considerando-se a expressão da forma geral do círculo no plano fixo, seção 4.2.2, expressão (21), para $\ell = 0,1,2,3$ [3], resultando na expressão geral (39) em relação ao sistema referencial móvel $X \times Y$, figura 32.

$$A (X^3 + XY^2) + B (X^2Y + Y^3) + C X^2 + D Y^2 + E XY + F X + G Y + H = 0 \quad (39)$$

Na expressão acima, os coeficientes "A, B, C, D, E, F, G, H" são expressões desenvolvidas em função da utilização dos coeficientes generalizados da curvatura, seção 2.3 [3], de tal forma que se apresentam como

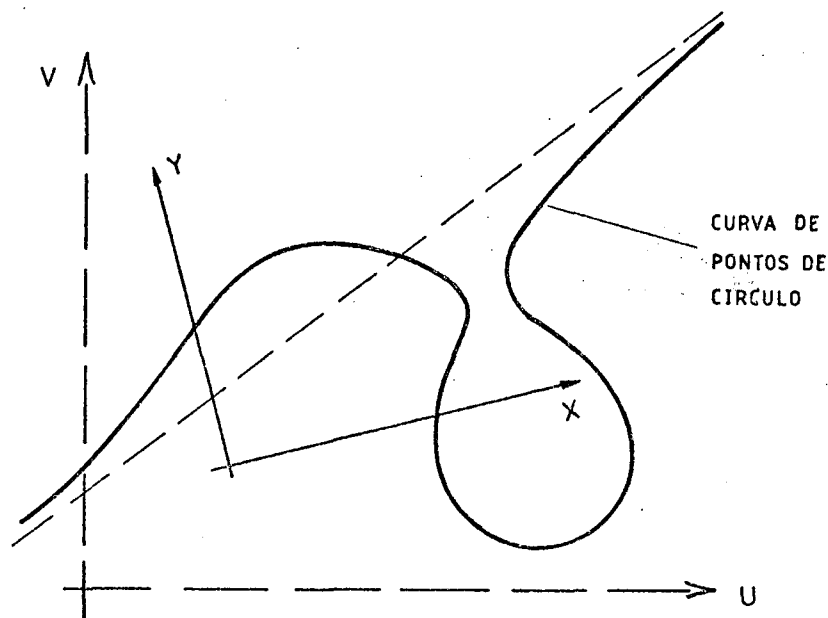


FIG. 32: A curva de pontos de círculo

$$A = a A_{11} + b A_{12} + c A_{13}$$

$$B = a A_{21} + b A_{22} + c A_{23}$$

$$C = a A_{01} + b A_{02} + c A_{03} + d A_{11} + e A_{12} + f A_{13}$$

$$D = a A_{01} + b A_{02} + c A_{03} + g A_{21} + h A_{22} + i A_{23}$$

$$E = g A_{11} + h A_{12} + i A_{13} + d A_{21} + e A_{22} + f A_{23}$$

$$F = d A_{01} + e A_{02} + f A_{03} + j A_{11} + k A_{12} + l A_{13}$$

$$G = g A_{01} + h A_{02} + i A_{03} + j A_{21} + k A_{22} + l A_{23}$$

$$H = j A_{01} + k A_{02} + l A_{03}$$

tal que

$$a = A_{32} A_{43} - A_{33} A_{42}$$

$$b = A_{33} A_{41} - A_{31} A_{43}$$

$$c = A_{31} A_{42} - A_{32} A_{41}$$

$$d = A_{32} A_{63} - A_{42} A_{53} + A_{43} A_{52} - A_{33} A_{62}$$

$$\begin{aligned}
e &= A_{33} A_{61} - A_{43} A_{51} + A_{41} A_{53} - A_{31} A_{63} \\
f &= A_{31} A_{62} - A_{41} A_{52} + A_{42} A_{51} - A_{32} A_{61} \\
g &= A_{33} A_{52} - A_{42} A_{63} + A_{43} A_{62} - A_{32} A_{53} \\
h &= A_{31} A_{53} - A_{43} A_{61} + A_{41} A_{63} - A_{33} A_{51} \\
i &= A_{32} A_{51} - A_{41} A_{62} + A_{42} A_{61} - A_{31} A_{52} \\
j &= A_{52} A_{63} - A_{53} A_{62} \\
k &= A_{53} A_{61} - A_{51} A_{63} \\
l &= A_{51} A_{62} - A_{52} A_{61}
\end{aligned}$$

Com o objetivo de facilitar a identificação de pontos com as características inerentes à ordem de deslocamento e inversão geométrica [8], na solução analítica, é necessário gerar os pontos sobre a curva de forma sequencial. Este procedimento é realizado através da expressão da equação (39) em relação a um novo sistema referencial $x'x'y'$, figura 33, em que a expressão geral da curva de pontos de círculo se apresenta de uma forma mais simplificada.

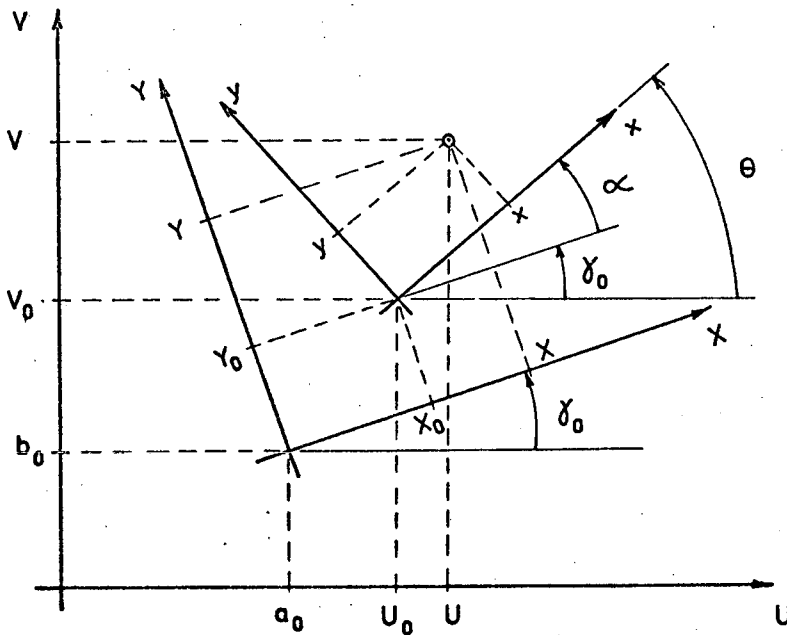


FIG. 33: Representação dos sistemas de eixos coordenados

Na figura 33

$U \times V$: sistema referencial fixo (geral)

$X \times Y$: sistema referencial móvel

$x \times y$: sistema referencial onde a equação da curva de pontos de círculo se apresenta mais simplificada.

$(a_0, b_0), \gamma_0$: coordenadas linear e angular do plano móvel na posição inicial

(U_0, V_0) : origem do novo sistema referencial $x \times y$

$(U, V), (X, Y)$: ponto arbitrário da curva de pontos de círculo nos sistemas fixo e móvel, respectivamente.

θ, α : direção do sistema referencial $x \times y$ em relação aos sistemas fixo e móvel, respectivamente.

Seja:

$$\begin{aligned} X &= x \cos \alpha - y \sin \alpha + X_0 \\ Y &= x \sin \alpha + y \cos \alpha + Y_0 \end{aligned} \quad (40)$$

Substituindo as expressões (40) em (39) obtém-se a expressão geral da curva de pontos de círculo em relação ao novo sistema referencial $x \times y$

$$\begin{aligned} A' (x^3 + xy^2) + B' (x^2y + y^3) + C'x^2 + D'y^2 + \\ + E' xy + F'x + G'y + H' = 0 \end{aligned} \quad (41)$$

onde

$$A' = A \cos \alpha + B \sin \alpha$$

$$B' = A \sin \alpha + B \cos \alpha$$

$$C' = (2A' \cos \alpha + A) X_0 + (2A' \sin \alpha + B) Y_0 + C \cos^2 \alpha + D \sin^2 \alpha + E \sin \alpha \cos \alpha$$

$$D' = (-2B' \sin \alpha + A) X_0 + (2B' \cos \alpha + B) Y_0 + C \sin^2 \alpha + D \cos^2 \alpha - E \sin \alpha \cos \alpha$$

$$E' = (-2A' \sin \alpha + 2B' \cos \alpha) X_0 + (2A' \cos \alpha + 2B' \sin \alpha) Y_0 + 2C \sin \alpha \cos \alpha - p \sin \alpha$$

$$\begin{aligned} F' &= (A' + 2A \cos \alpha) X_0^2 + (A' + 2B \sin \alpha) Y_0^2 + \\ &+ 2n X_0 Y_0 + p X_0 + q Y_0 + F \cos \alpha + G \sin \alpha \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
G' &= (B' - 2A \operatorname{sen} \alpha) X_0^2 + (B' + 2B \cos \alpha) Y_0^2 + \\
&\quad + 2m X_0 Y_0 + q X_0 + r Y_0 - F \operatorname{sen} \alpha + G \cos \alpha \\
H' &= A(X_0^3 + X_0 Y_0^2) + B(X_0^2 Y_0 + Y_0^3) + C X_0^2 + D Y_0^2 + \\
&\quad + E X_0 Y_0 + F X_0 + G Y_0 + H
\end{aligned}$$

tal que

$$\begin{aligned}
m &= A \cos \alpha - B \operatorname{sen} \alpha \\
n &= A \operatorname{sen} \alpha + B \cos \alpha \\
o &= 2D \operatorname{sen} \alpha + E \cos \alpha \\
p &= 2C \cos \alpha + E \operatorname{sen} \alpha \\
q &= -2C \operatorname{sen} \alpha + E \cos \alpha \\
r &= 2D \cos \alpha - E \operatorname{sen} \alpha
\end{aligned}$$

$$\text{Para } A' = 0$$

$$\alpha = \operatorname{arctg} \left(-\frac{A}{B} \right) \quad (42)$$

que é o ângulo da direção assintótica da curva de pontos de círculo [12]. O ponto (X_0, Y_0) é um ponto arbitrário sobre a reta assintota, sendo a origem do novo sistema referencial no sistema móvel, onde $A' = C' = 0$. Com isto, a expressão (41) se reduz à expressão (43), cuja representação geométrica se encontra na figura 34.

$$B' (x^2 y + y^3) + D' y^2 + E' xy + F' x + G' y + H' = 0 \quad (43)$$

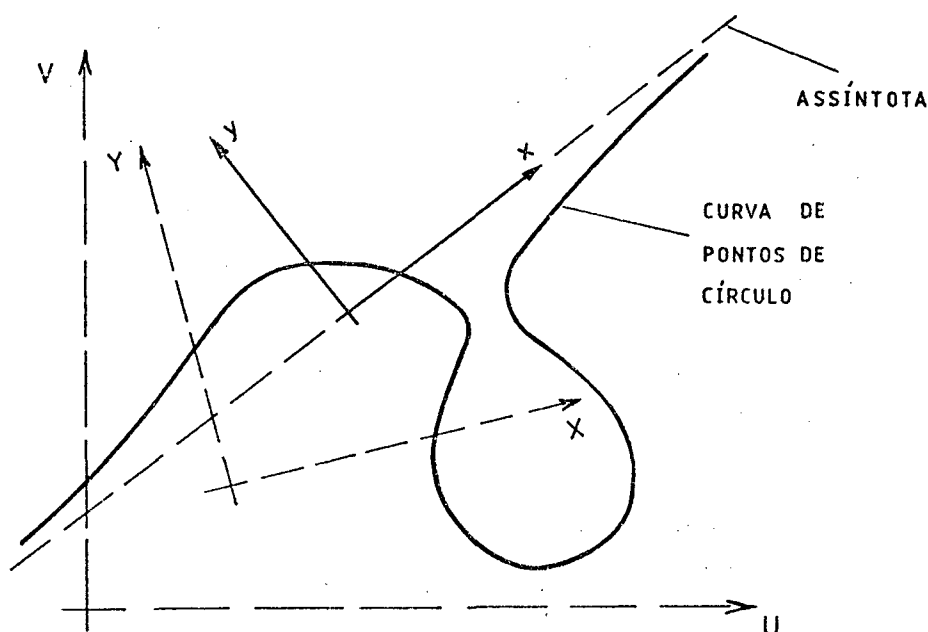


FIG. 34: A curva de pontos de círculo

A equação acima pode ser escrita na forma quadrática

$$a x^2 + b x + c = 0 \quad (44)$$

onde

$$\begin{aligned} a &= B' y \\ b &= E' y + F' \\ c &= B' y^3 + D' y^2 + G' y + H' \end{aligned} \quad (45)$$

Atribuindo-se valores a y na equação (44), resultam duas raízes x_1 e x_2 , que, juntamente com y , correspondem a dois pontos pertencentes à curva de pontos de círculo. Dando valores incrementais a y , através de um procedimento adequado, os pontos sobre a curva são locados sequencialmente.

A curva de pontos de círculo pode se apresentar como mostra a figura 35.

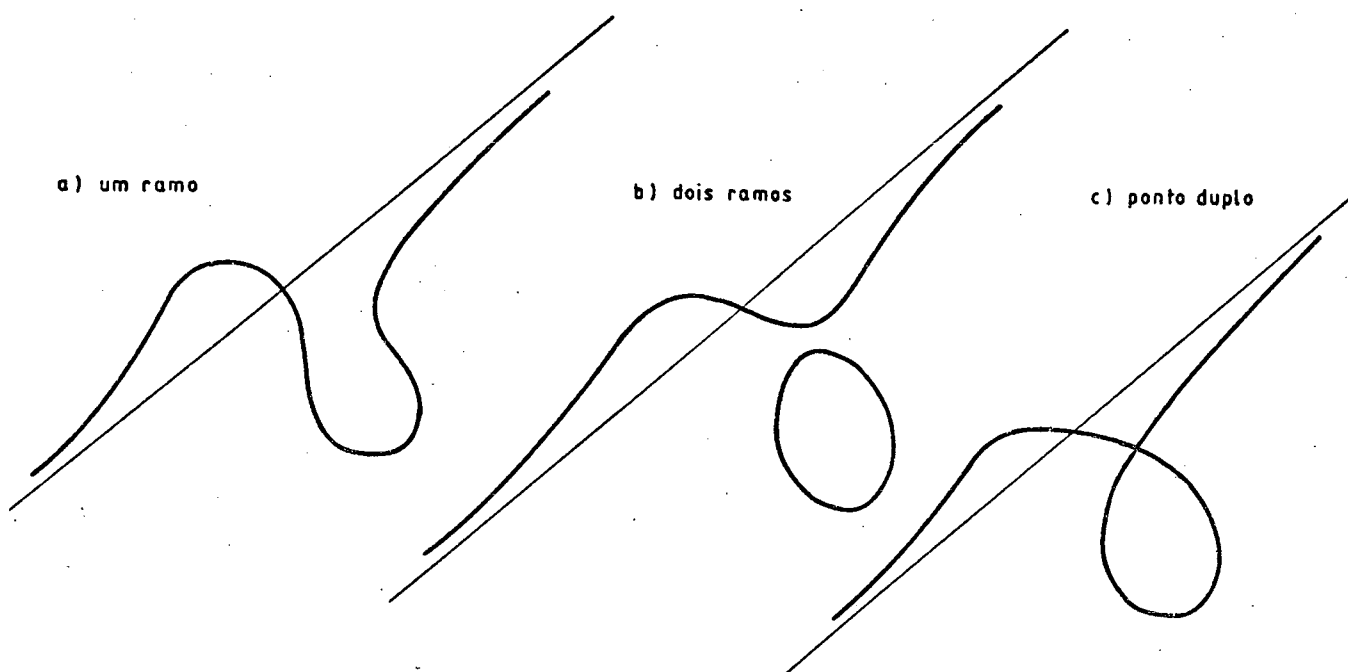


FIG. 35: Representação geométrica da curva de pontos de círculo

A verificação dos tipos de curva apresentados na figura 35 é realizada através do cálculo das raízes de (44)

$$x = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

Segundo um valor arbitrado a 'y' em (45) para raízes iguais ($x_1 = x_2$), ou seja, somente um ponto sobre a curva, ($b^2 - 4ac$) deve se anular, resultando na expressão

$$4 B'^2 y^4 + 4 B'D' y^3 + (4 B'G' - E'^2) y^2 + (4B'H' - 2 E'F') y - F'^2 = 0 \quad (46)$$

De (46), para:

- . 4 raízes y_i reais, a curva irá se apresentar em 2 ramos, figura 35-b;
- . 2 raízes reais e 2 imaginárias, a curva irá se apresentar em um só ramo, figura 35-a;

. caso sejam 4 raízes reais, mas 2 iguais, a curva irá apresentar o ponto duplo, figura 35-c.

Analisando a expressão geral da curva de pontos de círculo no sistema referencial móvel (39), pode-se deparar com casos de degeneração [12]

Da expressão (39)

a) se

$$4 A B E - A^2 (3 D - C) - B^2 (3 C - D) = 0$$

a curva irá se degenerar em uma circunferência e uma reta dada pela inclinação da assíntota onde

$$x_0 = \frac{D - 3C}{8A}, \quad y_0 = \frac{C - 3D}{8B}$$

será o centro da circunferência e a origem do novo sistema referencial x x y , figura 36.

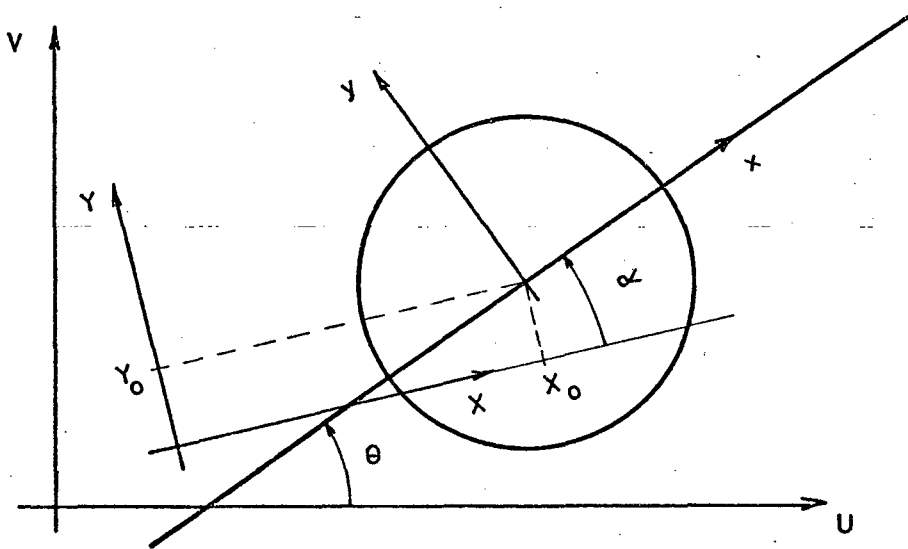


FIG. 36: Degeneração da curva: circunferência e reta

b) se $A = B = 0$

a curva irá se degenerar em uma hipérbole, tendo duas direções assintóticas e o ponto

$$x_0 = \frac{2 DF - EG}{E^2 - 4CD}, \quad y_0 = \frac{2CG - EF}{E^2 - 4CD}$$

será o centro da hipérbole e a origem do novo sistema referencial $x'x''y''$, figura 37.

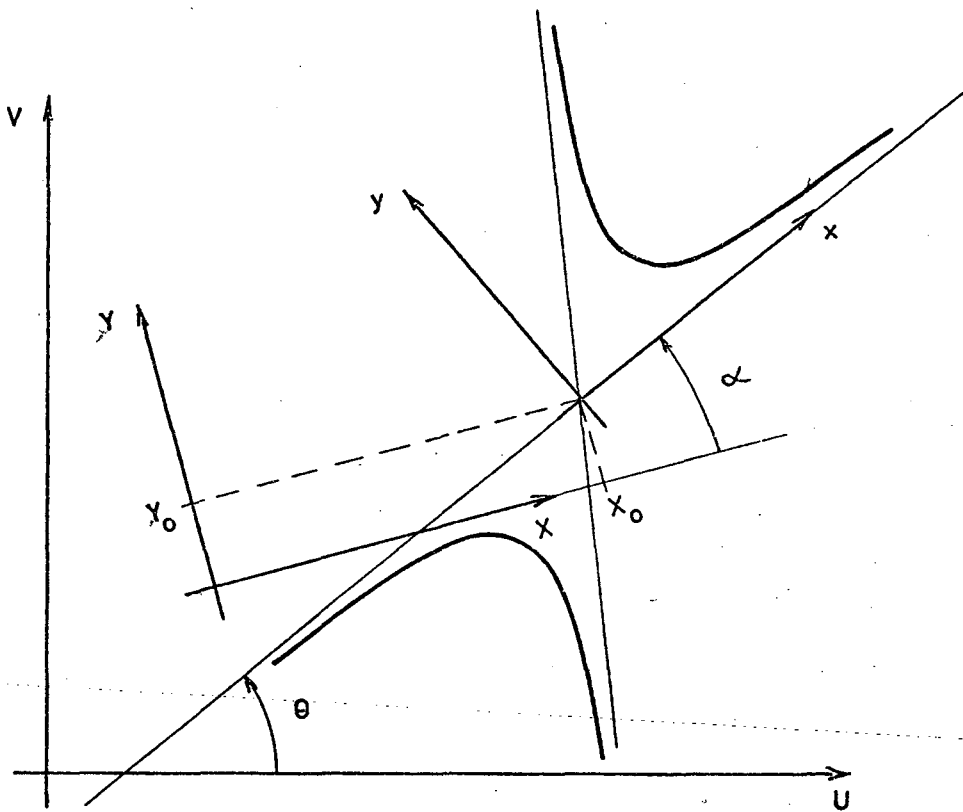


FIG. 37: Degeneração da curva: hipérbole

4.4.4 - Problema da inversão geométrica

Determinada a equação da curva de pontos de círculo de tal forma que os pontos sobre ela se apresentem de forma sequencial, é necessário delimitar os segmentos sobre esta curva onde a escolha de pontos como pivôs móveis irá resultar em mecanismos articulados livres da inversão geométrica. O procedimento analítico é realizado através do traçado das retas de Filemon [1,8], diferentemente daquele proposto por Wondracek [1], que se baseou no procedimento geométrico.

Na escolha do primeiro pivô móvel, a delimitação dos segmentos permissíveis segue a verificação da variação angular ψ_{ij} , $i=0$ e $j=1$, (NPFS-1), para cada ponto da curva ordenada sequencialmente, como apresentado na seção 4.3.4. Pontos que resultarem no deslocamento angular ψ_{lm} (do acoplador relativo à contra manivela) maior do que 180° , expressão (37), figura 29, irão indicar os segmentos da curva em que não é permitida a escolha de pivôs móveis da contra manivela, pois acarretariam no problema da inversão geométrica, indiferentemente à escolha do segundo pivô móvel (da manivela).

Uma vez determinados os segmentos da curva permissíveis à escolha do primeiro pivô móvel, para cada ponto dentro destes segmentos, é realizada a delimitação das regiões de Filemon, permitindo a identificação dos segmentos onde podem ser escolhidos pontos como segundo pivô móvel, que irão resultar em mecanismos articulados livres do problema da inversão geométrica, figura 38.

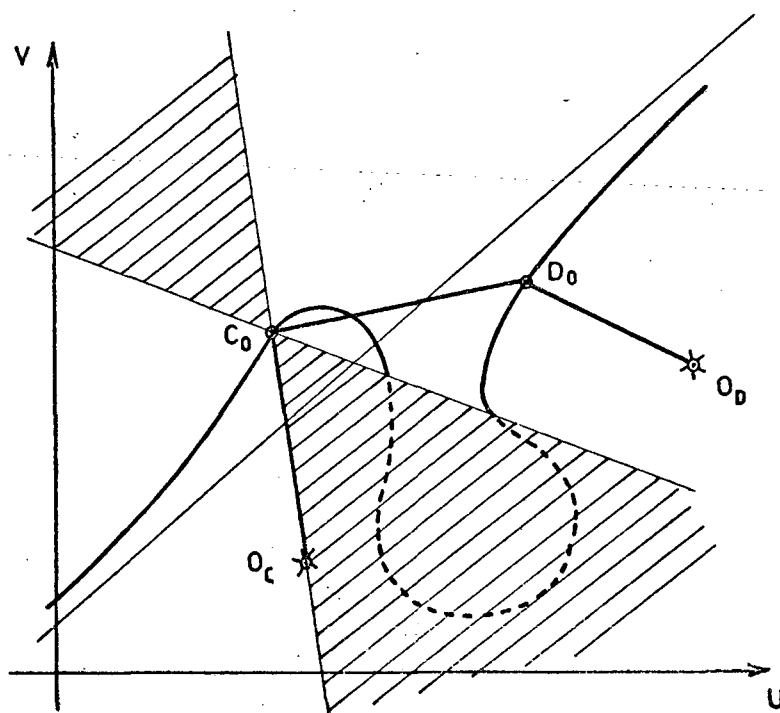


FIG. 38: Mecanismo articulado resultante

4.4.5 - Problema da ordem

A solução do problema da ordem se baseia na determinação da localização dos polos imagem na curva de pontos de círculo e na verificação da ordem de deslocamento em cada segmento desta curva, limitados por estes polos. Outro ponto que é também locado é o ponto de Ball, porém sua presença só é importante no caso da ordem, na indicação da sequência correta de deslocamento da barra acionante [6,8] .

O procedimento analítico consiste na identificação da ordem de deslocamento nos segmentos da curva, baseando-se no controle dos índices dos polos imagem e na localização do ponto de Ball.

Para o caso de quatro PFS do plano móvel, o procedimento é o mesmo desenvolvido por Wondracek [1] .

Como apresentado na seção 3.3.2 , a ordem de deslocamento do plano móvel para os casos PP-PP e PP-P-P se restringe à duas sequências possíveis para cada caso isoladamente. Com isto, uma vez determinada a ordem em um segmento, o procedimento para a verificação dos segmentos restantes se limita somente à mudança da ordem em cada passagem sobre um polo imagem.

4.5. Análise do mecanismo resultante

Na escolha dos pivôs móveis do mecanismo, os pivôs fixos correspondentes são determinados através das expressões (26) , como apresentado na seção 4.2.2.

As dimensões das barras são determinadas pela equação da distância entre dois pontos. Sendo M a barra de maior dimensão e N a de menor dimensão, os mecanismos que satisfazem o critério de Grashof [15] são aqueles que atendem ao critério (47)

$$M + N < P + Q \quad (47)$$

onde P e Q são as dimensões das barras intermediárias. Os tipos de mecanismos Grashof podem ser classificados de acordo com a posição que ocupa a barra menor, quadro 1.

barra menor	tipo de mecanismo
Manivela	manivela balancim
barra acopladora	duplo balancim
contra manivela	balancim manivela
barra fixa	dupla manivela

QUADRO 1: Mecanismos Grashof

Os mecanismos que não satisfazem o critério de Grashof são sempre do tipo duplo balancim.

O ângulo de transmissão de um mecanismo, figura 39, é um parâmetro de análise do mecanismo resultante quanto ao seu aspecto cinemático (critério de Alt) [15]. A análise dos ângulos de transmissão mínimo e máximo, que o mecanismo pode atingir ao longo de seu movimento, é realizada através do procedimento desenvolvido por Wondracek [1].

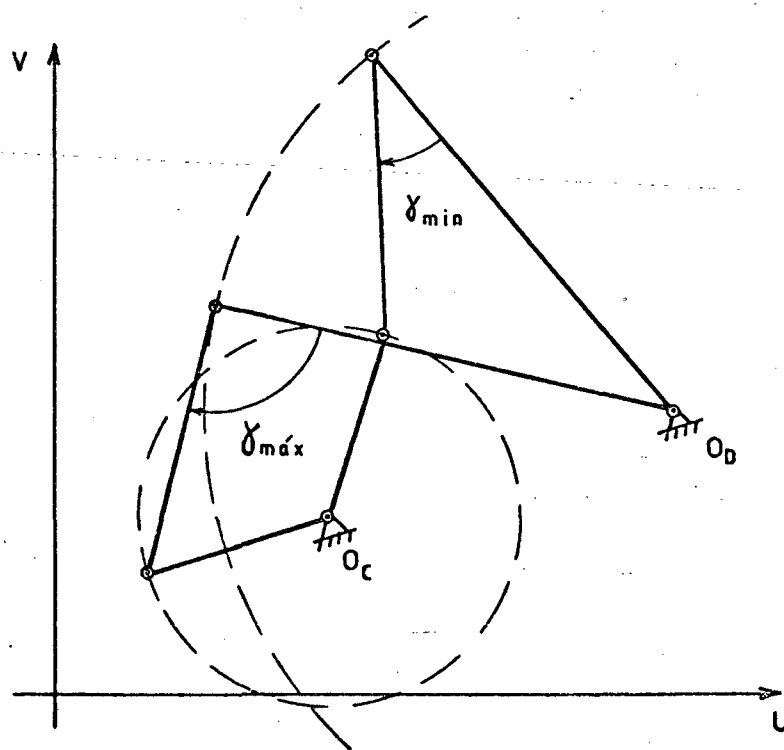


FIG. 39: Representação geométrica dos ângulos de transmissão mínimo e máximo

5. PROCEDIMENTOS COMPUTACIONAIS

5.1. Introdução

Os procedimentos computacionais da elaboração deste trabalho consistem do manuseio das expressões analíticas desenvolvidas para a utilização da Teoria PMS [3, 4, 11, 12] e das análises geométricas apresentadas por Waldron [5-8].

A solução analítica foi elaborada de tal modo que o projetista pode ou não participar na escolha dos pivôs móveis do mecanismo articulado. O projeto pode ser resolvido em três métodos.

- Método 1: o primeiro e segundo pivôs móveis do mecanismo articulado são determinados automaticamente, sem a participação do projetista, sendo resolvido em uma só etapa.
- Método 2: o primeiro pivô móvel é escolhido pelo projetista e o segundo automaticamente; para os problemas de quatro PMS, é dividido em duas etapas; já para os de três PMS, é resolvido em uma etapa, sendo que a escolha de um ponto como primeiro pivô móvel é um dado de entrada da primeira etapa.
- Método 3: tanto o primeiro quanto o segundo pivôs móveis são escolhidos pelo projetista; para os problemas de quatro PMS é dividido em três etapas, de tal forma que o projetista possa ter acesso à escolha dos pivôs; já para os de três PMS, é resolvido em duas etapas.

Uma vez escolhido um ponto como pivô móvel do mecanismo e este não atender aos requisitos de projeto, todo o processo de busca de novos pontos será feito automaticamente.

5.2. Solução para três PMS

5.2.1. Introdução

O desenvolvimento analítico, para a solução dos

problemas de três PMS, fundamenta-se na utilização de expressões para a verificação de todo o plano móvel à procura de pontos como pivôs móveis de um mecanismo articulado, que venha atender aos requisitos de projeto pré-estabelecidos. Os requisitos de projeto se referem basicamente a que o tipo de mecanismo resultante desejado, dentro de uma região de restrição, transporte um plano móvel através de três PMS sem a ocorrência da inversão geométrica [5].

5.2.2. Determinação dos pivôs móveis

Como citado na seção 4.3, os procedimentos utilizados para a escolha do primeiro e segundo pivôs móveis foram realizados diferentemente.

Baseando-se na variação circular da figura 23, para a escolha de pontos como primeiro pivô móvel do mecanismo articulado (da contra-manivela), é iniciada uma série de verificações para cada ponto inicialmente escolhido, direcionando o desenvolvimento analítico do projeto às etapas subseqüentes, como apresentado no diagrama de blocos da figura 40. Para cada pivô móvel da contra manivela que satisfaça estas verificações, é efetuado o traçado das retas de Filemon, delimitando a região permissível para a escolha de pontos como segundo pivô móvel do mecanismo articulado (da manivela). De acordo com o apresentado na figura 25, é iniciada uma série de verificações para cada ponto escolhido, dando prosseguimento ao projeto, como mostra o diagrama de blocos da figura 41.

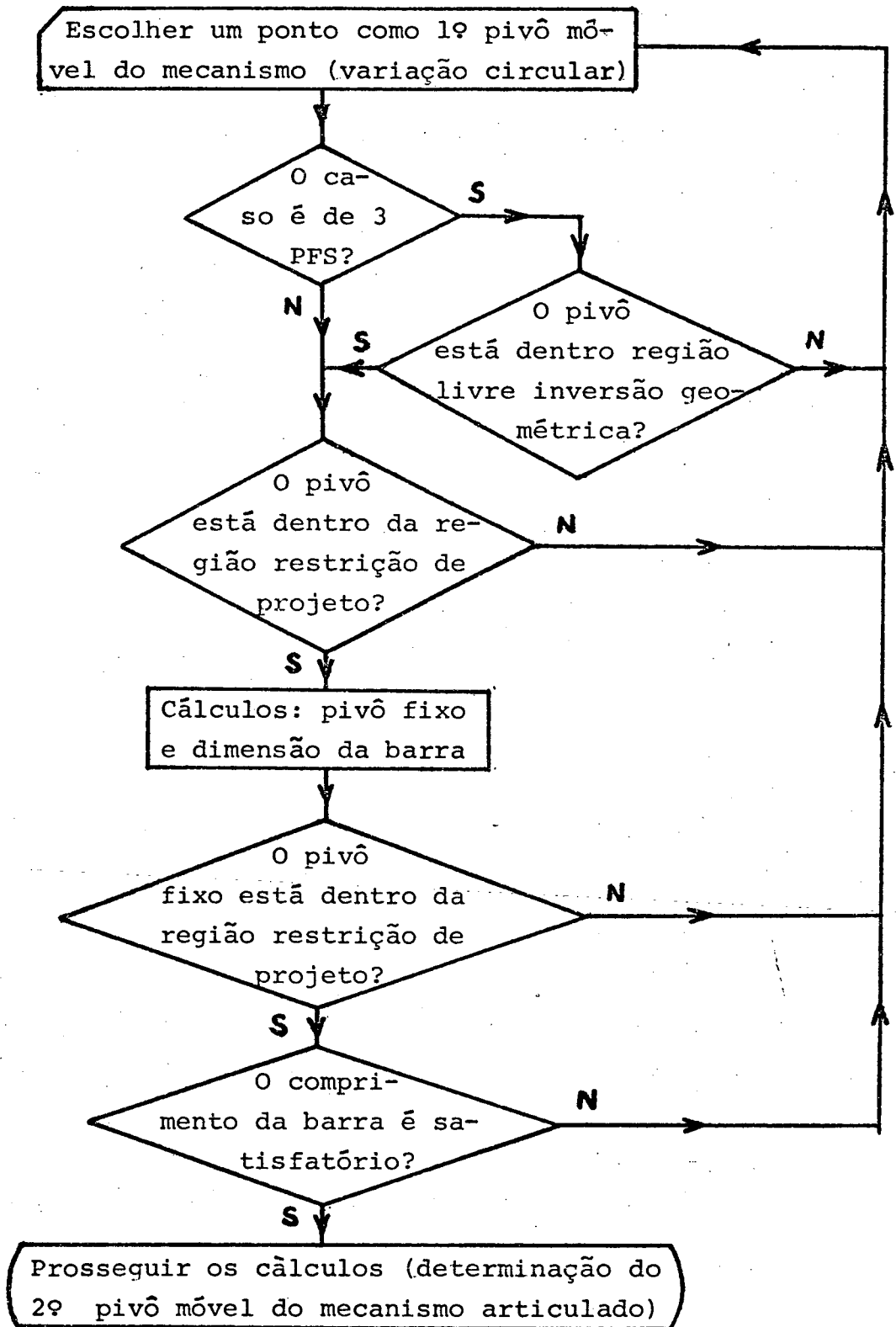


FIG. 40: Diagrama de blocos representando a solução para a escolha de pontos como primeiro pivô móvel para três PMS.

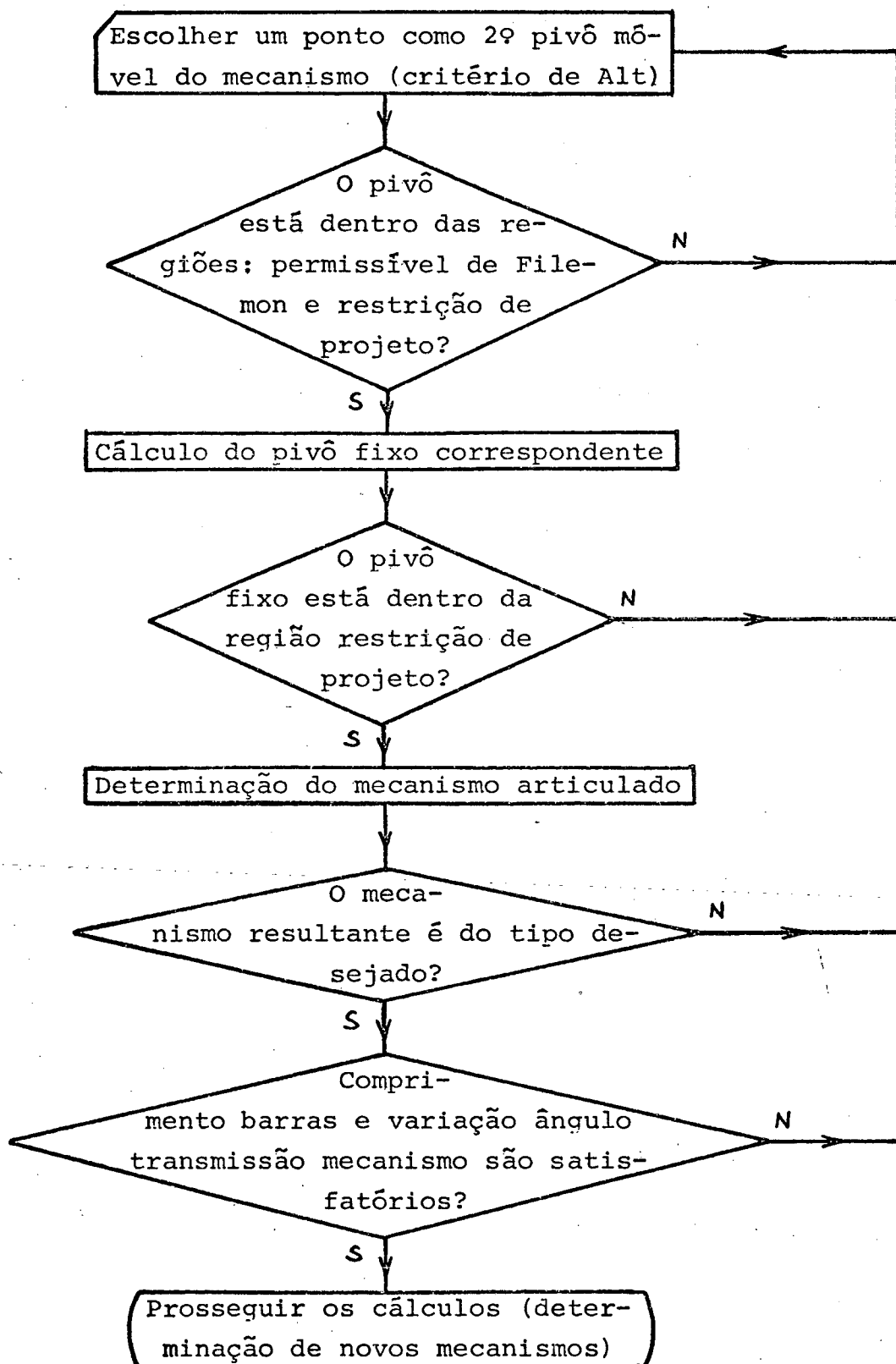


FIG. 41: Diagrama de blocos representando a solução para a escolha de pontos como segundo pivô móvel para três PMS.

5.3. Solução para quatro PMS

5.3.1. Introdução

Na solução dos problemas de quatro PMS, o desenvolvimento analítico fundamenta-se na utilização de expressões para analisar a curva de pontos de círculo, ordenada de forma sequencial, à procura de pontos como pivôs móveis de um mecanismo articulado que atenda aos requisitos de projeto, transportando um plano móvel através de quatro PMS na ordem de deslocamento desejada, sem a ocorrência da inversão geométrica [5].

5.3.2. Curva de pontos de círculo

Através da expressão quadrática (44) é, realizada a orientação sequencial da curva de pontos de círculo, onde arbitrando-se um valor à ordenada y resultará em duas raízes x_1 e x_2 no eixo das abscissas. Para isto, é feito um controle sobre o incremento Δy dado à ordenada e a escolha adequada de uma das raízes da quadrática. De acordo com o tipo de curva apresentado, esta é dividida em segmentos que são limitados pelas raízes da expressão (46), figura 42, sendo designado um valor constante K para cada segmento e que está associado ao controle do valor incremental Δy e à escolha correta das raízes da quadrática, para a orientação sequencial dos pontos da curva.

Para a posição da curva representada na figura 42, o incremento inicial Δy é positivo. Caso a curva não esteja nesta posição, o incremento inicial Δy é negativo, ou seja, é realizada uma reflexão em relação ao eixo das abscissas. No quadro 2 está esquematizado o procedimento adotado ao incremento Δy para a orientação sequencial de cada tipo de curva.

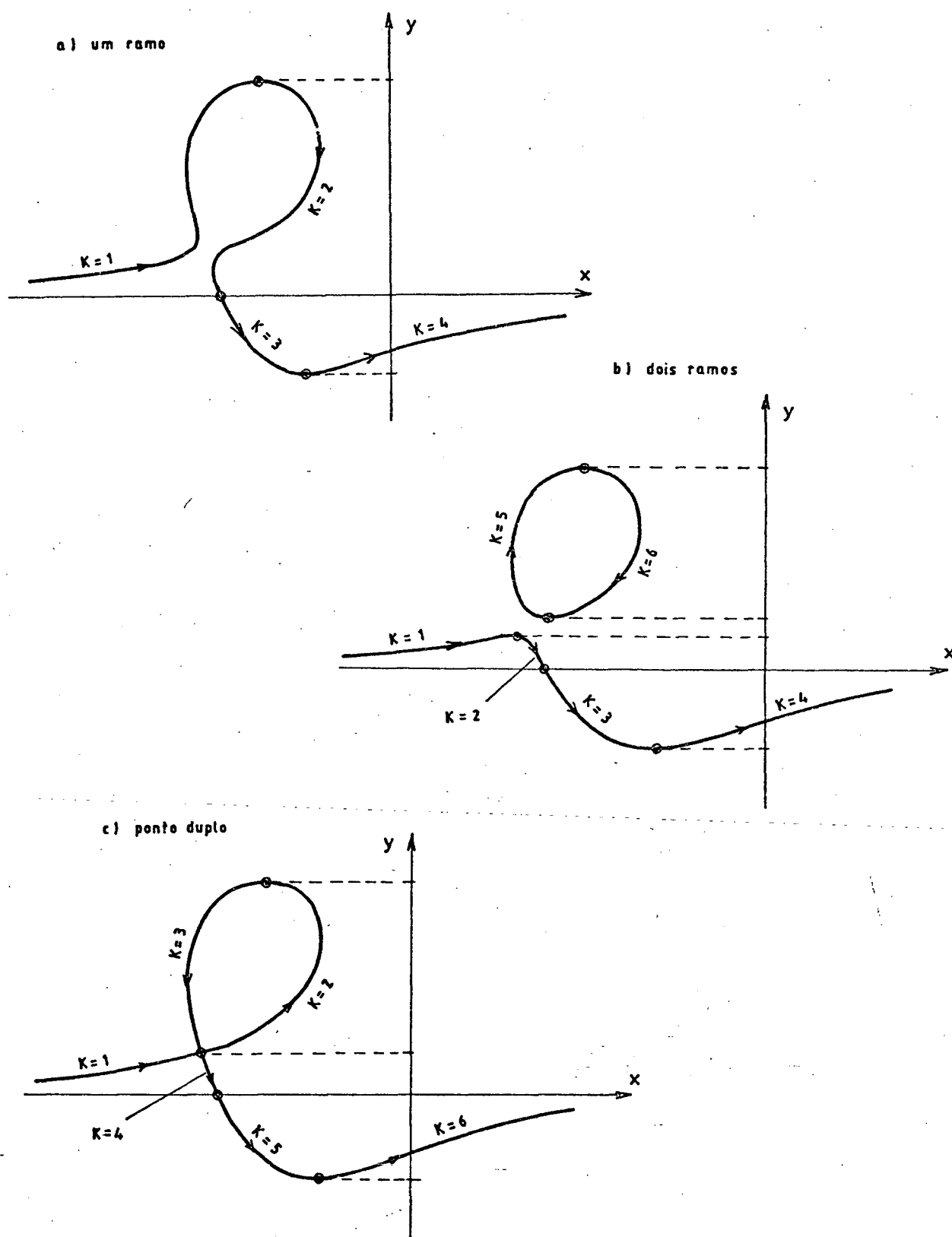


FIG. 42: Curva de pontos de círculo

FIGURA	SEGMENTO	INCREMENTO	RAÍZ
	K	Δy	x
42-a e 42-b	1	positivo	menor
	2	negativo	maior
	3	negativo	menor
	4	positivo	maior
42-b	5	positivo	menor
	6	negativo	maior
42-c	1	positivo	menor
	2	positivo	maior
	3	negativo	menor
	4	negativo	maior
	5	negativo	menor
	6	positivo	maior

QUADRO 2: Procedimento utilizado na orientação seqüencial da curva

No caso de degeneração da curva de pontos de círculo em uma circunferência e uma reta, a orientação segue a seqüência utilizada para o tipo de curva de um só ramo, figura 42-a. Inicialmente o incremento é realizado sobre o eixo das abscissas até se atingir a circunferência, quando é iniciado um incremento sobre o seu contorno, como apresentando pelos valores da constante K para cada segmento na figura 43-a. Para o caso de degeneração em uma hipérbole, o incremento segue a orientação indicada pela figura 43-b. Se a hipérbole não estiver nesta posição é realizada uma reflexão sobre o eixo das abscissas.

Os pontos da curva calculados seqüencialmente, da forma como foi apresentada, são alocados em vetores. A etapa seguinte é a determinação da localização dos pontos característicos dentro destes vetores. Para isto, em cada intervalo entre dois pontos consecutivos é verificada a existência de um ou mais pontos característicos, que foram calculados separadamente. O procedimento utilizado para efetuar este rastreamento da curva é o desenvolvi-

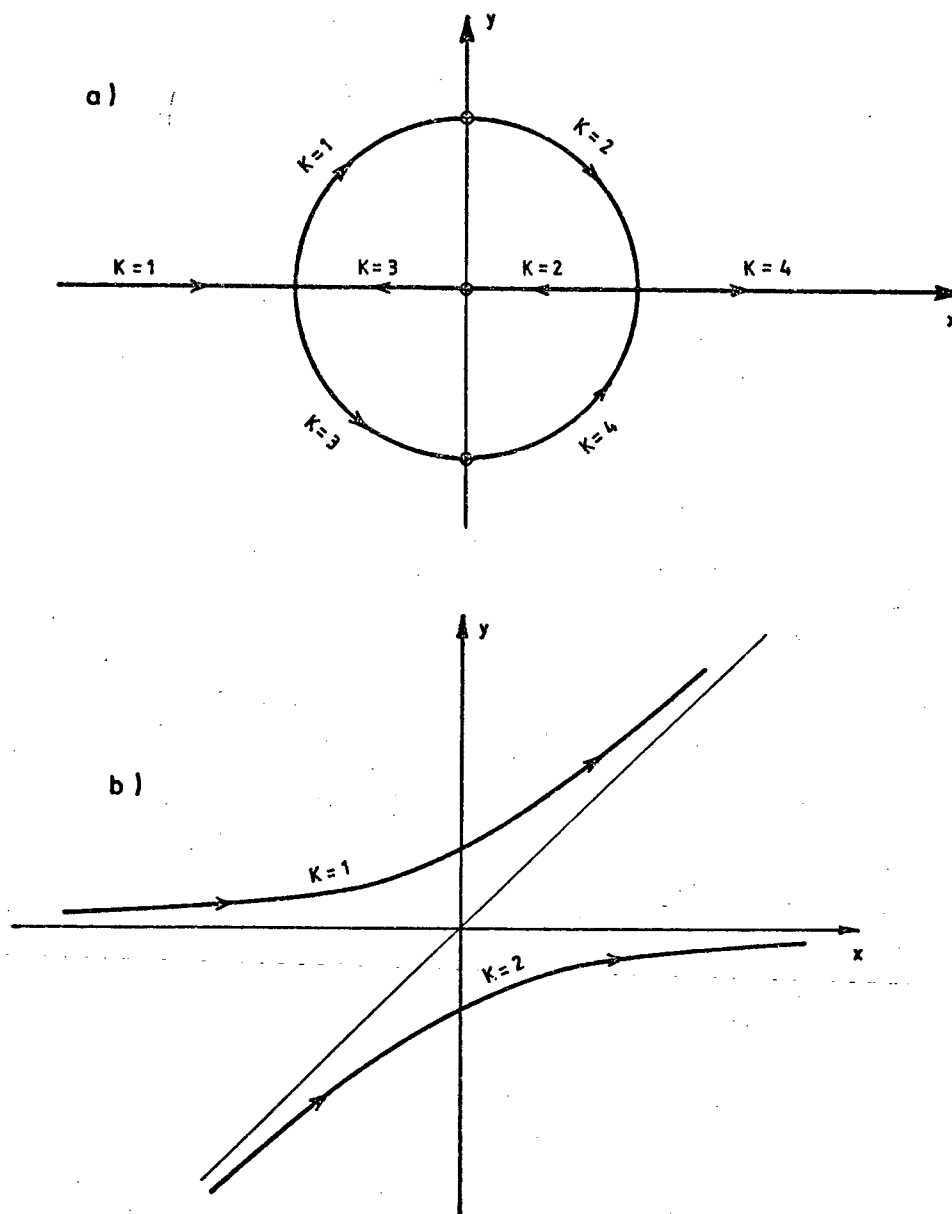


FIG. 43: Degeneração da curva de pontos de círculo

mento analítico de Wondracek [1]. Desta forma obtém-se um vetor contendo todos os pontos de círculo calculados, ordenados seqüencialmente, o que é de grande importância na delimitação de segmentos adequados ao problema da ordem e inversão geométrica [5-8].

5.3.3. Problema da inversão geométrica

O desenvolvimento analítico para a solução des-

te problema consta basicamente na verificação da variação angular ψ_{lm} , expressão (37), figura 29, que dá indicação da inclinação das retas de Filemon referentes à cada ponto escolhido como pivô móvel.

A primeira etapa está relacionada à delimitação de segmentos da curva de pontos de círculo para a escolha do pivô móvel da contra manivela, de acordo com o diagrama de blocos da figura 44. Uma vez delimitados estes segmentos, seus respectivos pontos são alocados em vetores. Na segunda etapa, escolha do pivô móvel da manivela, para cada ponto destes vetores, são novamente traçadas as retas de Filemon permitindo a identificação dos segmentos da curva dentro da região permissível, como ilustrado na figura 38.

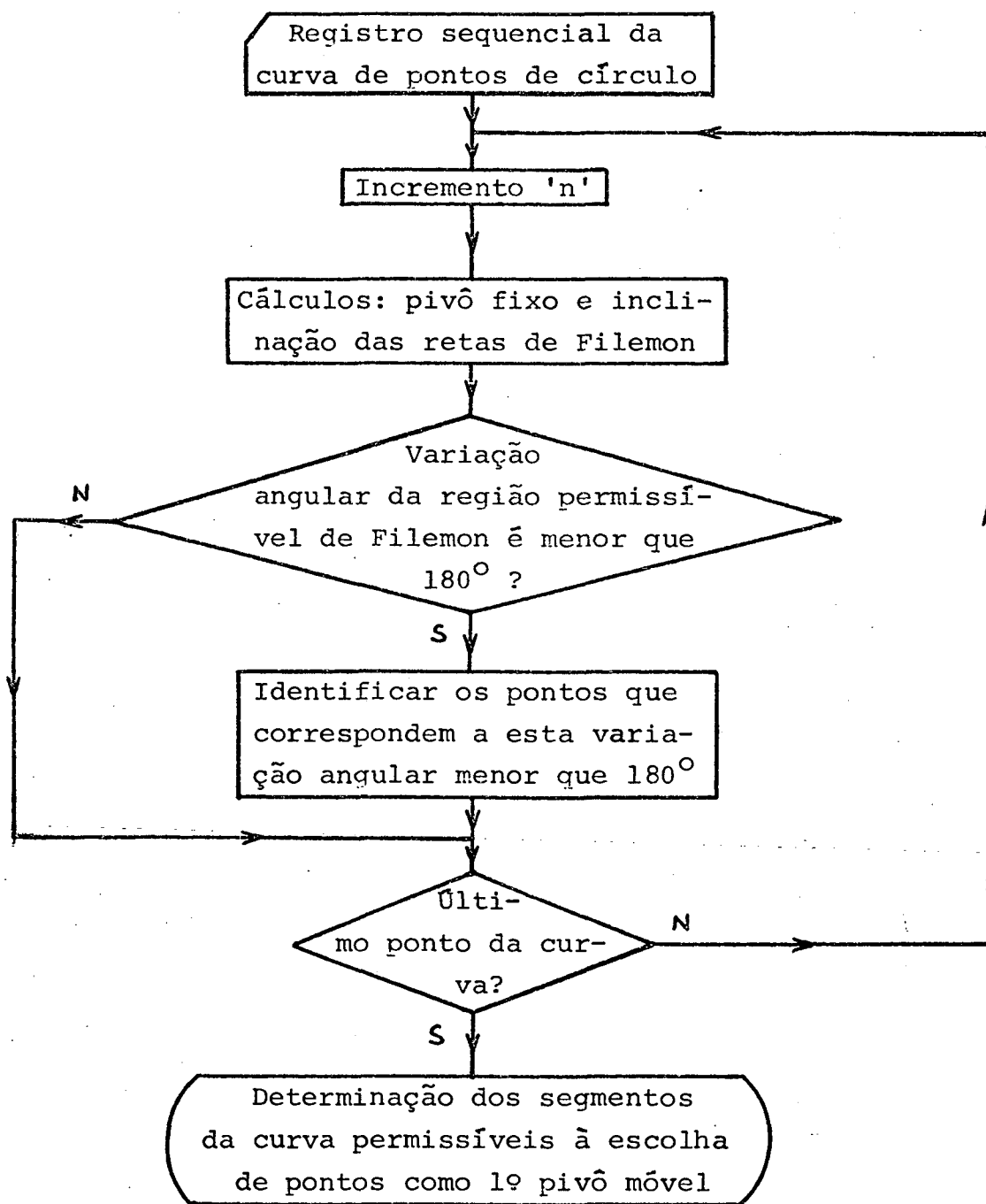


FIG. 44: Diagrama de blocos representando a solução da primeira etapa do problema da inversão geométrica.

5.3.4. Problema da ordem

A metodologia aqui desenvolvida se baseia no procedimento gráfico de Waldron [5, 6, 8], que consiste basicamente na determinação da ordem de deslocamento em um segmento da curva limitado por dois polos imagem e na verificação da localização destes polos, para a determinação da ordem nos segmentos restantes. Uma vez delimitados os segmentos adequados para a solução do problema, seus respectivos pontos de círculo são alocados em vetores, no sentido de otimizar o procedimento de escolha dos pivôs móveis da manivela de um mecanismo articulado, que resulte num movimento com a ordem de deslocamento do plano móvel pré-estabelecida.

A análise do caso de quatro PFS é feita através do desenvolvimento analítico de Wondracek [1].

De acordo com o apresentado na seção 3.3.2, onde para os casos restantes de quatro PMS a ordem de deslocamento se restringe somente a duas seqüências possíveis de acontecer, o desenvolvimento analítico consta das etapas apresentadas pelos diagramas de blocos das figuras 45 e 46. O caso da figura 46, se aplica somente para o ramo fechado da curva, quando esta se apresentar em dois ramos.

Deve-se lembrar que somente é importante a ordem de deslocamento, uma vez que duas seqüências de deslocamento com sentido oposto podem ser solução do problema pois, diferem somente no sentido de giro da barra acionante (a manivela).

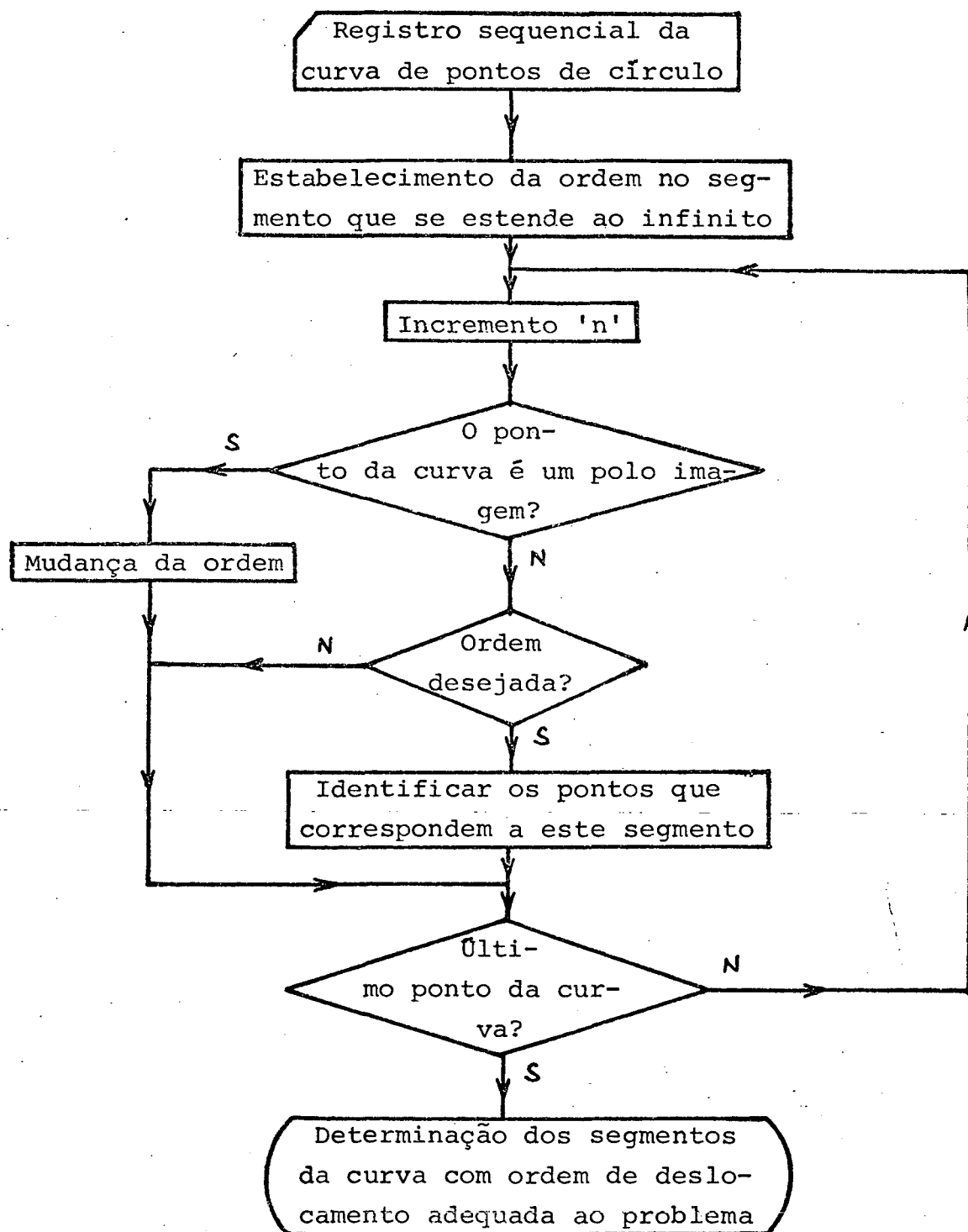


FIG. 45: Diagrama de blocos representando a solução do problema da ordem no ramo aberto da curva

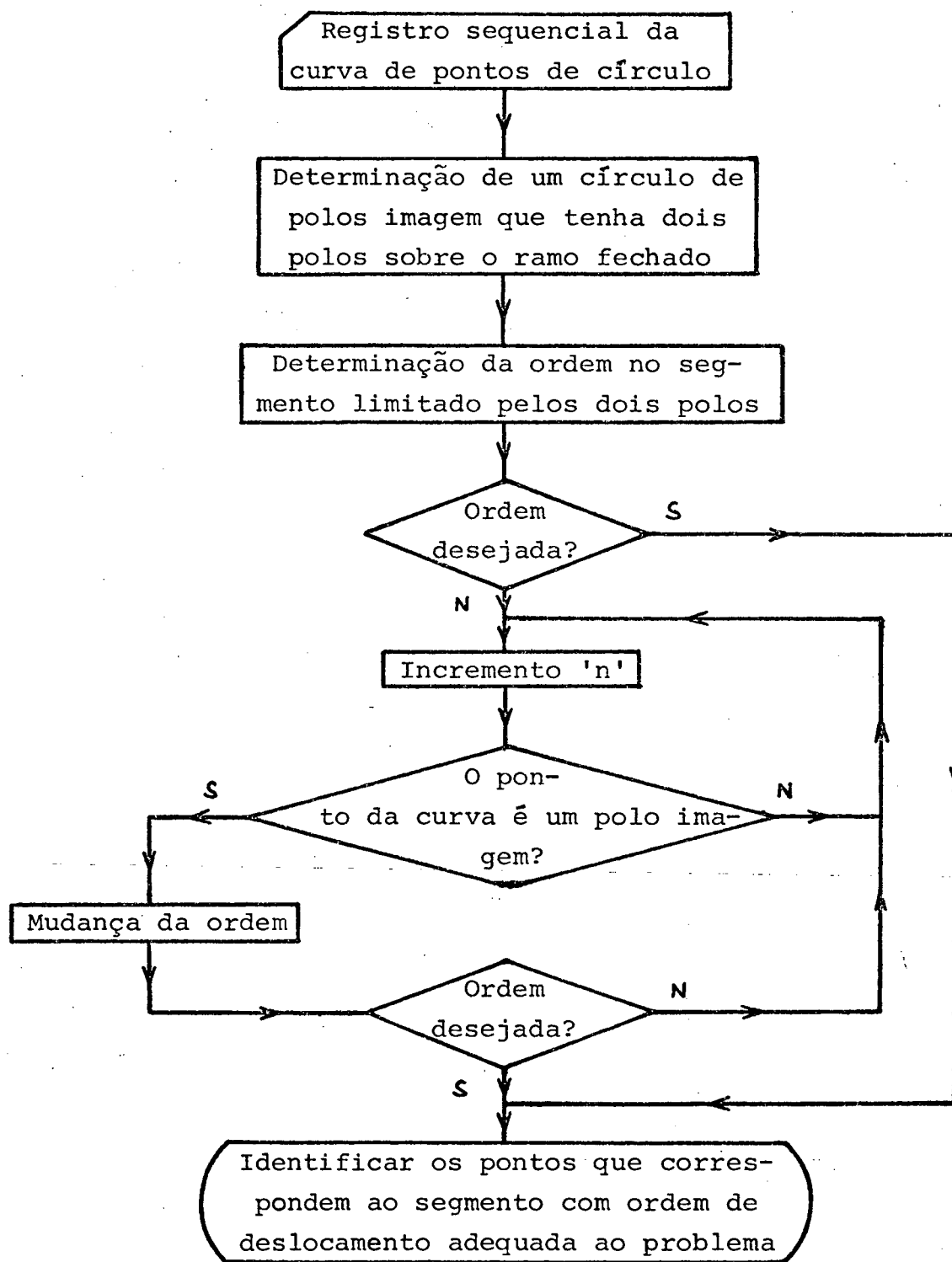


FIG. 46: Diagrama de blocos representando a solução do problema da ordem no ramo fechado da curva.

6. APLICAÇÕES PRÁTICAS

6.1. Introdução

A metodologia analítica desenvolvida, para o projeto de mecanismos articulados planos de quatro barras para 3 e 4 PMS, é aqui utilizada na resolução de dois exemplos práticos, numa demonstração de sua potencialidade na obtenção de resultados precisos e com rapidez.

A apresentação das aplicações práticas consta da utilização da Teoria PMS para a especificação de dois problemas, como descritos a seguir:

- a) o primeiro está relacionado ao projeto de um mecanismo de acionamento de uma caçamba de caminhão, especificado através de três posições, sendo resolvido sem a participação do projetista na escolha dos pivôs (METO = 1);
- b) o segundo trata do movimento da mesa de uma prensa, especificado através de quatro posições, havendo participação do projetista na escolha do primeiro pivô móvel, da contra-manivela (METO = 2).

6.2. Exemplo 1

6.2.1 - Introdução

Deseja-se projetar um caminhão basculante que deverá ter o movimento de basculamento da caçamba efetuado através de um mecanismo articulado plano de quatro barras. O que se pretende com este projeto é uma substituição do tradicional acionamento de simples rotação, visando movimentar a caçamba através de posições mais distantes do corpo do caminhão, fazendo com que o escoamento da carga seja efetuado de tal forma que não ocorra contato com componentes da estrutura do caminhão.

A especificação de três PMS 'P-P-P', caso 3, foi utilizada para a abordagem deste projeto, como mostra a figura 47. O método 1 (METO = 1) foi utilizado para esta resolução, sendo o problema resolvido em uma etapa, com as escolhas dos pivôs

efetuadas automaticamente pelo próprio programa e são admitidas soluções os vinte mecanismos que primeiro satisfizerem os requisitos de projeto.

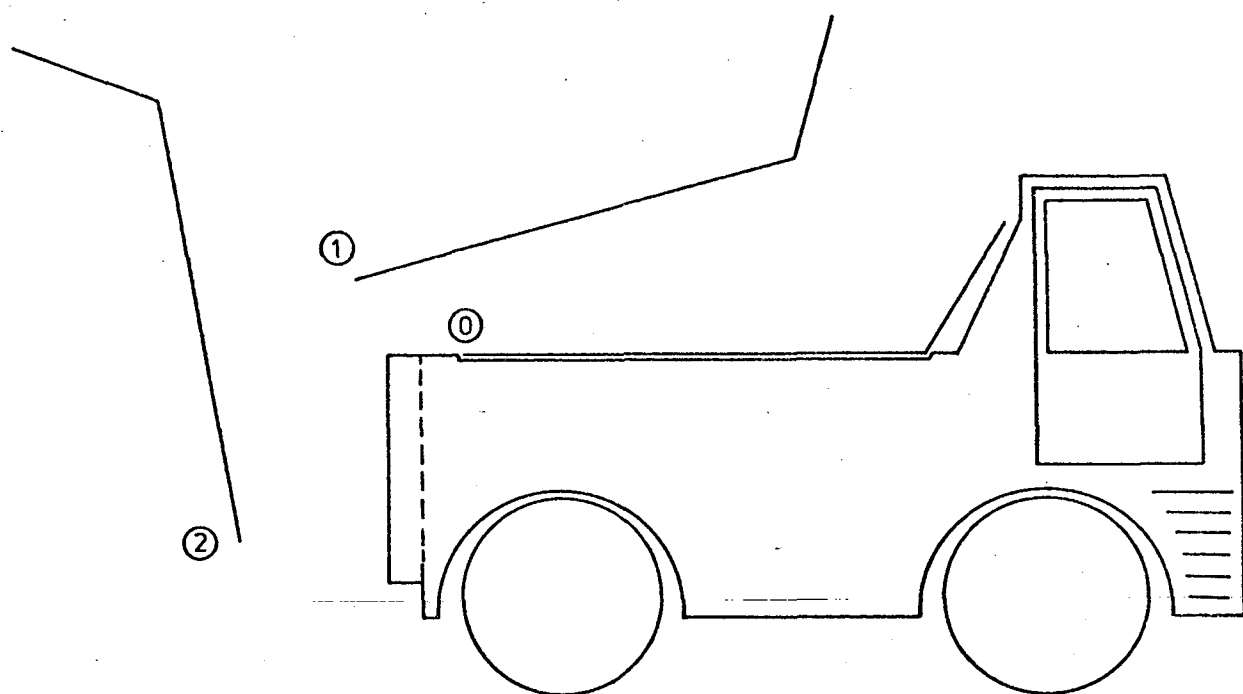


FIG. 47: Caçamba do caminhão nas 3 posições do seu movimento de basculamento.

6.2.2 - Especificação do problema

A especificação dos dados de projeto podem ser divididos em dois grupos, que consistem nos parâmetros relacionados para a elaboração da síntese, propriamente dita, e nos que se referem às restrições impostas aos mecanismos articulados resultantes.

O quadro 3 apresenta a definição analítica das

3 posições de projeto, ilustradas na figura 48, que representam o posicionamento da caçamba da figura 47. Na especificação destes dados foi adotada uma escala apropriada para os valores dimensionais: 1/1000.

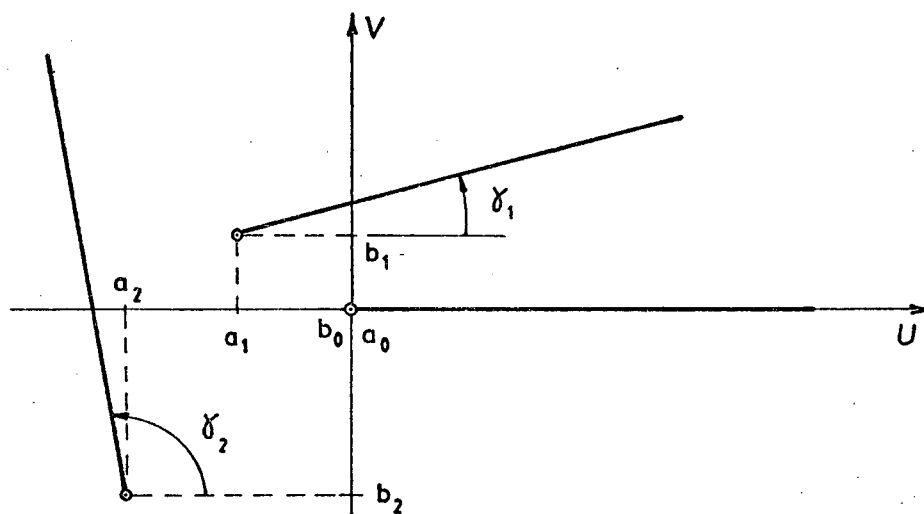


FIG. 48: Definição gráfica das 3 posições de projeto

QUADRO 3: Definição analítica das 3 posições de projeto

POSIÇÃO	COORDENADAS ($\div 1000$)		INCLINAÇÃO γ [°]
	U	V	
0	0,0	0,0	0,0
1	-1,5	1,0	15,0
2	-3,0	-2,5	100,0

Os dados seguintes se referem às restrições impostas aos mecanismos resultantes.

- Tipo de mecanismo desejado:

Não é imposta nenhuma restrição quanto ao tipo de mecanismo resultante.

- Região de solução:

Se refere à região do plano escolhida para a localização dos pivôs fixos e móveis do mecanismo resultante, na primeira posição de projeto, de acordo com os dados do quadro 4.

QUADRO 4: Região de solução

LIMITE	COORDENADAS (\div 1000) [mm]	
	U	V
inferior	- 1,00	- 3,00
superior	4,00	3,00

- Ângulo de transmissão

Os mecanismos resultantes aceitos serão aqueles em que a variação angular do ângulo de transmissão, durante o movimento do mecanismo, esteja compreendida entre os valores mínimo e máximo apresentados no quadro 5. Estes valores estão relacionados à uma boa qualidade de transmissão de movimento, uma vez que neste projeto há necessidade da elevação e transporte de cargas pesadas.

QUADRO 5: Ângulos de transmissão extremos

ψ mínimo	ψ máximo [°]
55,0	125,0

- Dimensões das barras:

Serão aceitos os mecanismos cujas dimensões das barras estejam compreendidas entre os limites inferior e superior apresentados no quadro 6.

QUADRO 6: Dimensões limites das barras

DIMENSÃO BARRAS ($\div 1000$) [mm]	
mínima	máxima
0,50	4,00

6.2.3 - Resultados

Dentre as soluções obtidas, o mecanismo resultante escolhido está esquematizado na figura 49. Este mecanismo não satisfaz o critério de Grashof, sendo do tipo duplo balan-
cim com a variação angular do ângulo de transmissão compreendida entre $58,58^\circ$ e $121,26^\circ$. As dimensões das barras são:

$$\overline{O_A A} = A = 3019 \text{ mm}, \quad \overline{AC} = B = 1500 \text{ mm}$$

$$\overline{O_C C} = C = 2324 \text{ mm}, \quad \overline{O_A O_C} = D = 1015 \text{ mm}$$

A = barra motora (manivela)

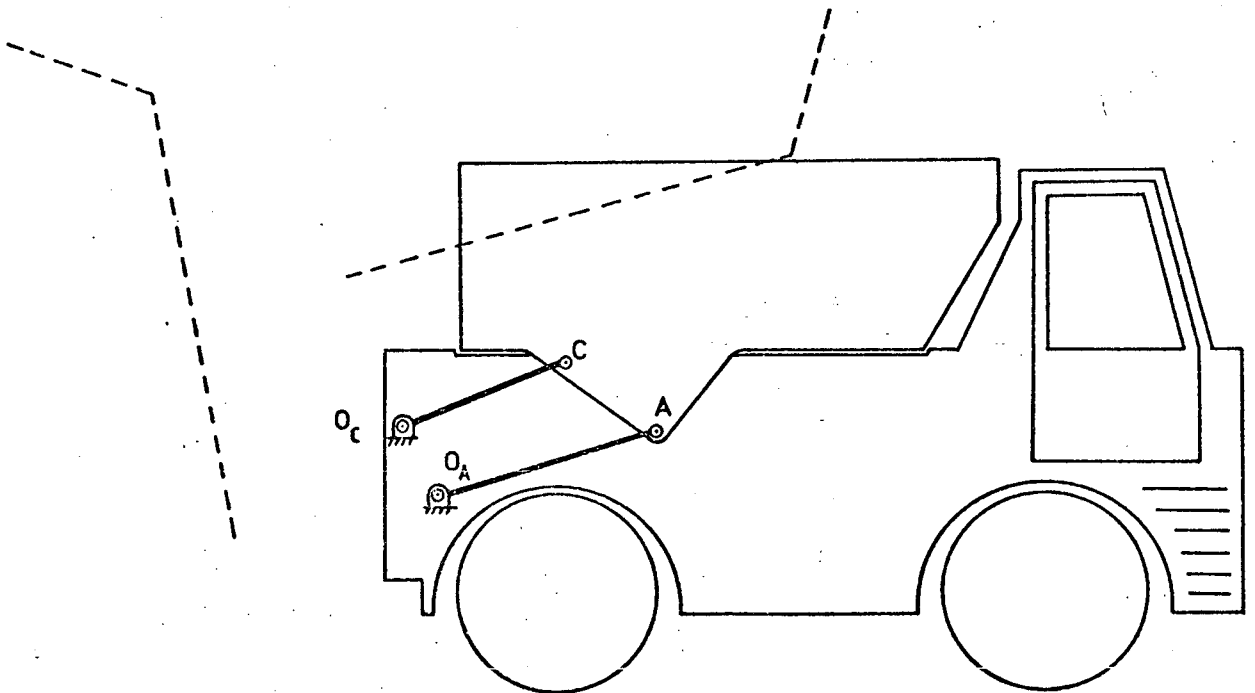


FIG. 49: Mecanismo articulado escolhido para o movimento da caçamba.

6.3. Exemplo 2

6.3.1 - Introdução

O posicionamento de peças para operações de vazamento em prensas torna-se perigoso quando executado manualmente. Com a finalidade de melhorar este procedimento, pretende-se projetar um mecanismo articulado plano de quatro barras, que movimente a mesa da prensa para uma posição de mais fácil acesso ao posicionamento de novas peças, logo após ter sido executada a operação de vazamento. Com isto, também será possível um melhor aproveitamento da capacidade da prensa, uma vez que um maior número de peças poderão ser posicionadas de uma só vez, limitando-se somente a aspectos dimensionais.

Para um perfeito assentamento da mesa com a estrutura de apoio da prensa, optou-se pela especificação de quatro PMS 'PP-P-P', caso 7, onde a posição inicial da mesa, apoiada para receber o impacto da prensa, deve se deslocar infinitesimalmente sobre trajetórias perpendiculares à superfície de apoio, como apresenta a figura 50. Outro fator a ser considerado é a não interferência do deslocamento da mesa com a estrutura superior da prensa. Para esta resolução foi utilizado o método 2 (METO = 2), sendo resolvido em duas etapas, com a participação do projetista na escolha do primeiro pivô móvel (da contra-manivela). Caso este pivô escolhido não apresentar soluções ou não preencher as vinte soluções possíveis, automaticamente ocorrerá a escolha sucessiva de novos pivôs, dando prosseguimento à procura de soluções.

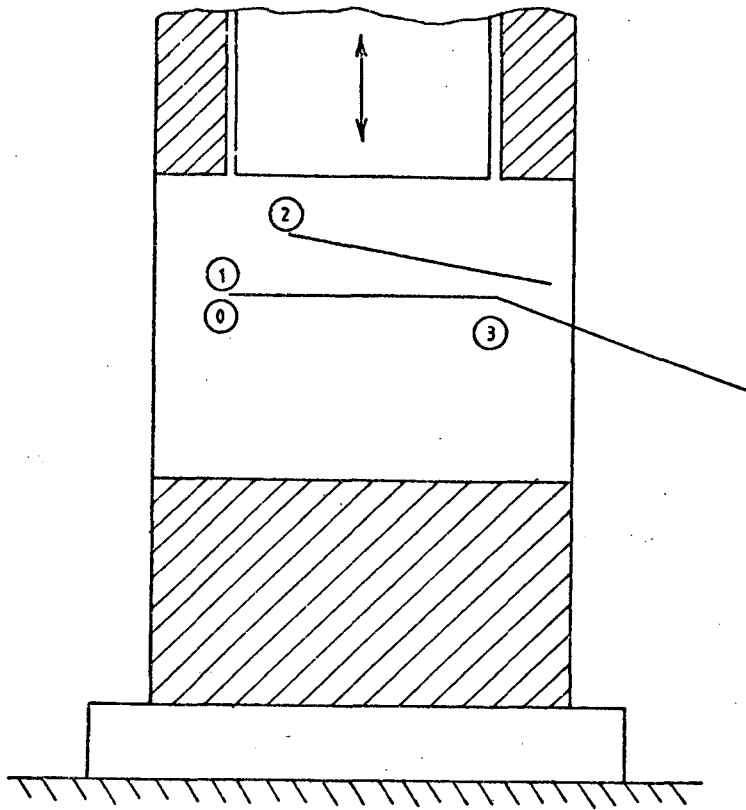


FIG. 50: Mesa da prensa representada nas posições de deslocamento

6.3.2 - Especificação do problema

As posições de projeto, que representam o movimento da mesa da prensa, estão definidas analiticamente no quadro 7, cuja representação gráfica se encontra na figura 51. Notar que os parâmetros representativos da segunda posição estão relacionados à definição do centro instantâneo de rotação. Escala adotada: 1/100.

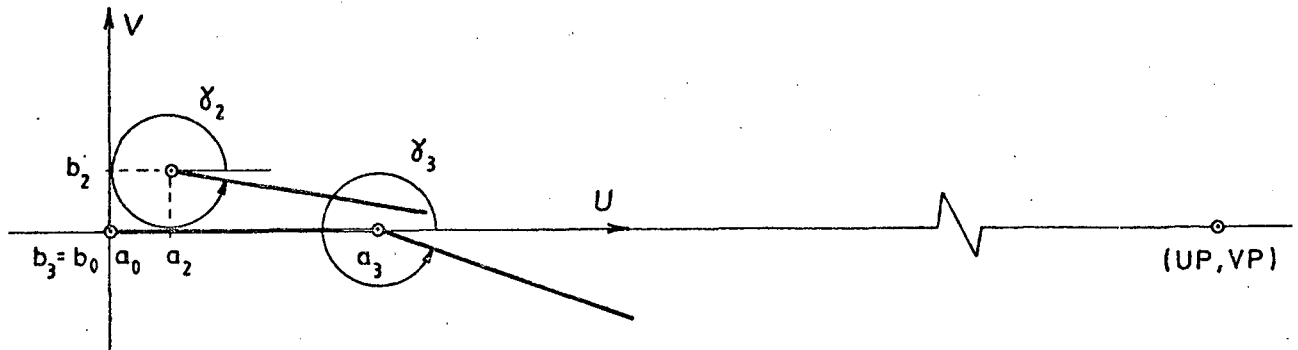


FIG. 51: Definição gráfica das posições de projeto para o caso PP-P-P, onde (UP, VP) = centro instantâneo de rotação do plano na posição inicial

QUADRO 7: Definição analítica para o caso PP-P-P

POSIÇÃO	COORDENADAS		INCLINAÇÃO γ [°]
	(÷ 100) U	[mm] V	
0	0,0	0,0	0,0
1	0,0	0,0	0,0
2	0,8	0,8	350,0
3	3,5	0,0	340,0
(UP, VP)	20,0	0,0	---

Quanto às restrições impostas aos mecanismos resultantes:

- Tipo de mecanismo desejado: ---

Qualquer tipo de mecanismo é permitido.

- Região de solução:

Quanto à localização dos pivôs do mecanismo, na posição inicial, deve-se atender a região delimitada através dos

dados do quadro 8.

QUADRO 8: Região de solução

LIMITE	COORDENADAS ($\div 100$) [mm]	
	U	V
inferior	- 2,0	- 5,0
superior	4,5	9,5

- Ângulo de transmissão

A variação angular deve situar-se entre os valores mínimo e máximo apresentados no quadro 9.

QUADRO 9: Ângulos de transmissão extremos

ψ mínimo	ψ máximo [°]
10,0	170,0

- Dimensões das barras

Devem estar compreendidas entre os valores limites do quadro 10.

QUADRO 10: Dimensões limites das barras

DIMENSÃO BARRAS ($\div 100$) [mm]	
Mínima	Máxima
0,5	5,0

Analisando os resultados obtidos pelo processamento da primeira etapa, como primeiro pivô móvel foi escolhido o ponto de índice 95 do ramo aberto da curva de pontos de círculo. Caso este ponto não apresentar soluções satisfatórias, automaticamente será efetuada a escolha de um novo ponto, seguindo a ordenação sequencial do vetor dos pontos da curva.

6.3.3 - Resultados

O mecanismo articulado escolhido dentre os resultados da síntese está esquematizado na figura 52, sendo do tipo duplo balancim não Grashof, com a variação angular do ângulo de transmissão na faixa de $25,10^\circ$ a $157,10^\circ$. As dimensões das barras são:

$$\overline{O_A A} = A = 130,4 \text{ mm}, \quad \overline{AC} = B = 455,1 \text{ mm}$$

$$\overline{O_C C} = C = 126,4 \text{ mm}, \quad \overline{O_A O_C} = D = 443,3 \text{ mm}$$

A = barra motora (manivela)

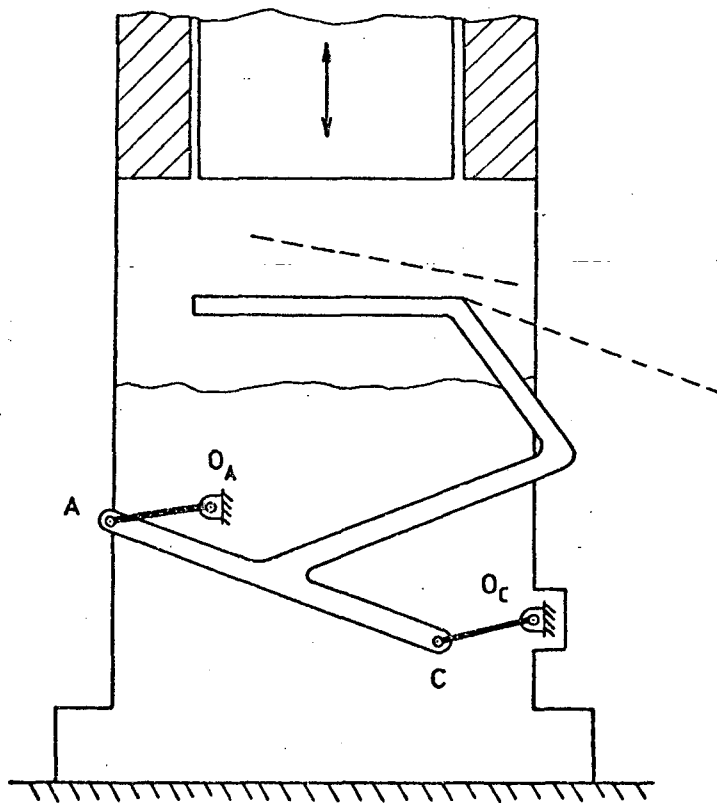


FIG. 52: Mecanismo articulado escolhido para o movimento da mesa.

7. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

7.1. Conclusões

- a. Como resultado do trabalho apresentado, constatou-se que a metodologia analítica aqui desenvolvida, para a solução dos problemas de três e quatro PMS de um plano móvel, representa uma ferramenta de grande utilidade na síntese de mecanismos articulados, permitindo uma obtenção de resultados com maior rapidez e precisão.
- b. Sendo de conhecimento a potencialidade da utilização da Teoria PMS, conseguiu-se desenvolver uma análise ainda mais completa para o projeto de mecanismos articulados que atendam aos requisitos dos problemas de PMS, uma vez que a Teoria PMS é aqui abordada juntamente com a especificação automatizada dos parâmetros representativos das PIS [4], além da verificação dos problemas da ordem de deslocamento do plano acoplador e da inversão geométrica.
- c. A utilização dos coeficientes generalizados da curvatura na abordagem deste trabalho, veio contribuir de forma simples e prática para a solução dos problemas de PMS. Pode-se notar claramente a facilidade do tratamento simultâneo dos deslocamentos finitos e infinitesimais de um plano móvel.
- d. A primeira especificação dos parâmetros representativos das PMS raramente leva a resultados satisfatórios. Devido à rapidez e precisão na obtenção dos resultados, é possível se fazer uma avaliação gradativa dos resultados obtidos e através de modificações paulatinas dos parâmetros representativos dos requisitos de projeto, é que o projetista pode esperar resultados mais condizentes com a solução desejada.
- e. Os conceitos que envolvem os deslocamentos infinitesimalmente separados, são de grande interesse para o estudo de certas particularidades de movimento. Contudo, a especificação dos problemas que envolvem PIS necessita de certos conhecimentos por

parte do projetista, quanto ao significado geométrico destes deslocamentos infinitesimais, além dos conceitos de centro instantâneo de rotação e, principalmente, círculo de inflexão.

- f. Como a transformação da curvatura para os problemas de três PMS pode ser satisfeita por todos os pontos do plano móvel, o mapeamento deste plano deve ser tão mais rigoroso quanto maior forem as exigências dos requisitos de projeto, o que foi constatado pela necessidade da introdução dos valores 'PER1' e 'PER', seção 4.3.3, como dados de entrada do programa 'PMS34', associados ao grau de dificuldade para a obtenção de soluções que atendam aos requisitos pré-estabelecidos.
- g. A metodologia analítica aqui desenvolvida se situa numa fase de ligação para a solução dos problemas de cinco PMS, dentro da utilização da Teoria PMS, visto que estes problemas de cinco posições podem ser resolvidos através da construção da curva de pontos de círculo para dois grupos de quatro PMS, escolhidos convenientemente [5]. Então, a solução passa a ser a verificação da localização dos pontos representativos da interseção das duas curvas. Quanto ao problema da ordem, verificar se um mesmo ponto (=interseção) está localizado dentro de segmentos das duas curvas com a mesma ordem desejada. Na inversão geométrica, para um ponto dentro da região permissível de uma curva, verificar a influência da adição da quinta posição, que não foi utilizada no traçado da curva, se a variação angular do acoplador relativo à contra-manivela irá ultrapassar 180° . Na solução dos problemas de cinco PMS, o procedimento analítico se refere basicamente na utilização de todo o procedimento aqui desenvolvido para três e quatro PMS.
- h. A síntese analítica aqui assistida por computador, tornou muito mais acessível o projeto de mecanismos articulados a projetistas que tenham conhecimentos restritos sobre o assunto, sem necessidade de detalhamentos adicionais, uma vez que o processo de especificação das PIS é bastante simplificado e integrado à Teoria PMS.

7.2. Recomendações

- a. A síntese de mecanismos aqui apresentada trata da análise cinemática do projeto de mecanismos articulados planos, não se baseando em características de resistência estrutural. Desenvolvimentos adicionais poderiam ser criados, através de subrotinas, e anexados a este trabalho, analisando o problema sob o aspecto de dimensionamento estrutural, tornando ainda mais completa esta metodologia de projeto de mecanismos articulados.
- b. O comportamento da rotação dos pivôs dos mecanismos articulados é uma característica do tipo de mecanismo analisado, segundo o critério de Grashof, e que pode ser considerado para auxiliar a procura de soluções de um tipo de mecanismo desejado. Deste modo, utilizando o mapeamento de regiões através do triângulo de polos imagem, referência [9], a seleção de pontos como pivôs móveis de mecanismos articulados de um tipo desejado, seria realizada através de um procedimento otimizado.
- c. A solução para os problemas de cinco PMS poderia ser uma continuação deste trabalho, uma vez que estes problemas basicamente se referem à construção da curva de pontos de círculo para dois grupos de quatro PMS. Utilizando a metodologia do programa 'SIMAPM' [4] para a determinação das interseções das duas curvas analisadas, a verificação da localização destes pontos (=interseções) dentro de segmentos da curva, satisfatórios quanto aos problemas da ordem e inversão geométrica, seria realizada através de uma manipulação da metodologia desenvolvida neste trabalho, pelo programa 'PMS34'.
- d. Técnicas de programação mais apuradas poderiam ser utilizadas para a otimização do programa 'PMS34', com o objetivo de se obter uma redução do tempo de processamento, visto que o desenvolvimento exclusivamente computacional não é o objetivo deste trabalho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1 - WONDRACEK, U. Síntese analítica de mecanismos articulados de quatro barras utilizando 4PFS incluindo a solução dos problemas de inversão geométrica e da ordem. Dissertação de mestrado em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina, 1984.
- 2 - ZANINI, J.C. & WONDRACEK, U. Analytical solution of branch and order problems of linkage synthesis. In: Congress Theory of Machines and Mechanisms, Nova Delhi, India, dez. 1983.
- 3 - RISO, B.G. Síntese de mecanismos com a utilização da teoria das posições multiplamente separadas. Dissertação de mestrado em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina, 1980.
- 4 - VALLE, P.G. Desenvolvimento de uma sistemática de especificação para posições infinitesimalmente separadas na síntese de mecanismos articulados. Dissertação de mestrado em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina, 1983.
- 5 - WALDRON, K.J. Graphical solution of the branch and order problems of linkage synthesis for multiply separated positions. Journal of Engineering for Industry, 99 (3): 591-7, ago.1977.
- 6 - WALDRON, K.J. The order problem of burmester linkage synthesis. Journal of Engineering for Industry, 97 (4): 1405-6, nov.1975.
- 7 - WALDRON, K.J. Elimination of the branch problem in graphical burmester mechanisms for four finitely separated positions. Journal of Engineering for Industry, 98 (1): 176-82, fev. 1976.
- 8 - WALDRON, K.J. Improved solutions of the branch and order problems of burmester linkage synthesis. Mechanisms and Machine Theory, 13 (2): 199-207, 1978.

- 9 - STRONG, R.T. & WALDRON, K.J. Joint displacements in linkage synthesis solutions. Journal of Mechanical Design (101): 477-87, jul. 1979.
- 10- TESAR, D. & ESCHENBACH, P.W. Four multiply separated positions in coplanar motion. Journal of Engineering for Industry: 231-4, may 1967.
- 11- TESAR, D. The generalized concept of three multiply separated positions in coplanar motion. Journal of Mechanisms (2): 461-74, 1967.
- 12- TESAR, D. The generalized concept of four multiply separated positions in coplanar motion. Journal of Mechanisms (3): 11-23, 1968.
- 13- FILEMON, E. In addition to the burmester theory. In: World Congress for theory of Machines and Mechanisms, 3., Kupari, Yugoslavia, set. 1971.
- 14- GONÇALVES, Z.M. Assíntotas. In: Geometria Analítica Plana. Rio de Janeiro, Editora Científica, 1969. cap. 26, p.284-293.
- 15- HARTENBERG, R.S & DENAVIT, J. Kinematic synthesis of linkages, New York, McGraw-Hill, 1964. 435p.
- 16- BEYER, R. The kinematic synthesis of mechanisms. London, Chapman and Hall, 1963. 353p.
- 17- ZANINI, J.C. Investigation of methods of linkage synthesis. Tese de doutorado. Victoria University of Manchester, 1975.

APENDICE 1

O PROGRAMA 'PMS34'

O programa 'PMS34' se refere à uma linguagem computacional Fortran IV, que trata da metodologia analítica desenvolvida para o projeto de mecanismos articulados, dentro dos requisitos apresentados neste trabalho. Tem como base a metodologia analítica constante nos programas 'SIMAPM' [4] e 'PFS4' [1].

Foi elaborado para se utilizar a Teoria PMS de tal forma que os coeficientes da curvatura se referem ao sistema referencial móvel na posição inicial e para os problemas de quatro PIS, ao sistema especial. Com isto, as expressões desenvolvidas se apresentam de uma forma mais simplificada.

A seguir são apresentadas as funções do programa principal e de cada subrotina.

Programa PRINCIPAL

Este gerencia a execução do programa. Faz a leitura dos dados de entrada referentes aos requisitos do projeto, chamando as subrotinas que dão prosseguimento às etapas subseqüentes.

Subrotina MUDA

Esta subrotina faz uma alteração em alguns dados de saída, atribuindo-lhes valores que excedem o campo permissível de impressão destas variáveis, de tal forma que é possível se fazer uma identificação do caso de PMS que está sendo analisado.

Subrotina PISEP

Esta determina os parâmetros representativos das posições infinitesimalmente separadas, completando a especificação das posições multiplamente separadas do plano móvel. Para o caso de quatro PIS calcula as coordenadas do ponto de Bail.

Subrotina C3APBP

Para os problemas de três PMS, esta subrotina aloca o vetor coluna (3) dos parâmetros representativos das posições de projeto, dentro de uma matriz (3, 3), associando o conceito de derivadas de primeira e segunda ordem às PIS, o que será utilizado na subrotina EQUATN.

Subrotina C4APBP

Idem à subrotina C3APBP, para os problemas de quatro PMS, alocando um vetor coluna (4) dentro de uma matriz (4, 4), associando o conceito de derivadas de primeira, segunda e terceira ordem às PIS, para utilização na subrotina EQUATN.

Subrotina EQUATN

Esta subrotina identifica o caso especificado de PMS e calcula os coeficientes generalizados da curvatura, que são utilizados em outras subrotinas.

Subrotina POLOS

A subrotina POLOS determina as coordenadas dos polos de rotação e polos imagem relativos ao plano móvel na posição inicial. Para o caso de três PFS, calcula os centros e raios das circunferências sobre os lados do triângulo de polos imagem. Para os casos de quatro PMS, calcula as coordenadas do ponto de Ball. Aqui é chamada a subrotina IMAGEM.

Subrotina TESTUM

Para os problemas de três PMS, esta subrotina gerencia o critério de variação adotado para a escolha do primeiro pivô móvel do mecanismo articulado. Faz a leitura dos dados de entrada para a etapa 2 do método 3. Ainda são chamadas as subrotinas ROCKER, FILEMO, TESTDO.

Subrotina TESTDO

Para os problemas de três PMS, a subrotina TESTDO gerencia o critério de variação adotado para a escolha do segundo pivô móvel do mecanismo articulado. Aqui são chamadas as subrotinas *ROCKER*, *BARRA3*, *CRIALT*.

Subrotina BARRA3

Aqui são dimensionadas as barras componentes dos mecanismos articulados gerados para atender aos problemas de três PMS. É feito um controle para evitar uma repetição na escolha do segundo pivô móvel, referente ao primeiro pivô móvel escolhido. São também determinados os ângulos de transmissão máximo e mínimo e é chamada a subrotina *GRASHO*.

Subrotina CRIALT

Esta subrotina analisa a qualidade de transmissão de movimento dos mecanismos articulados gerados para atender aos problemas de três PMS, de acordo com o critério de Alt [15], direcionando a escolha de pontos como segundo pivô móvel dentro da subrotina *TESTDO*.

Subrotina CUBICA

Para os problemas de quatro PMS, a subrotina *CUBICA* determina a inclinação da reta assíntota e faz uma análise do tipo de curva de pontos de círculo, a partir do cálculo de seus coeficientes, que também são calculados no novo sistema referencial transformado. Forma o vetor de pontos característicos neste novo sistema.

Subrotina ZPOLR

É um software da IBM que trata do cálculo das raízes reais e complexas de um polinômio com coeficientes reais (Laguerre). O caso aqui analisado se refere a um polinômio do quarto grau.

Subrotina VETAIN

Aqui são construídos vetores, cujo conteúdo são as coordenadas de todos os pontos calculados do ramo aberto e do ramo fechado (dependendo do tipo de curva), ordenados sequencialmente. O sistema de coordenadas utilizado para o cálculo da posição dos pontos na curva é o sistema transformado, onde o eixo das abscissas está alinhado à reta assíntota. Ainda são chamadas as subrotinas VETAFL, INVER, ORDIRA, ORDIRF, ORDEM.

Subrotina VETAFL

Através de um processo de desigualdades são inseridos nos vetores determinados na subrotina VETAIN, as coordenadas dos pontos característicos nos intervalos adequados. São criadas duas variáveis para identificação da ordem de ocorrência dos pontos característicos nos ramos da curva e da posição destes pontos na curva.

Subrotina INVER

Esta subrotina estabelece os extremos dos segmentos da curva de pontos de círculo cujos pontos possibilitarão soluções sem o problema da inversão geométrica. Aqui são chamadas as subrotinas ROCKER, FILEMO.

Subrotina ORDIRA

A subrotina ORDIRA estabelece para o ramo aberto da curva de pontos de círculo, nos casos 6 e 7, os limites dos segmentos da curva, cuja ordem de deslocamento do plano acoplador do mecanismo articulado resultante em relação ao sistema de coordenadas referencial, seja aquela desejada, isto é, 1-2-3-4 ou 1-4-3-2.

Subrotina ORDIRF

Para o ramo fechado da curva de pontos de círculo, nos casos 6 e 7, esta subrotina estabelece os limites dos seg

mentos da curva, cuja ordem de deslocamento do plano acoplador seja 1-2-3-4 ou 1-4-3-2, quando há o movimento do mecanismo articulado através das posições de projeto.

Subrotina ORDEM

Esta subrotina estabelece, para os casos de quatro PFS do plano móvel, os limites dos segmentos da curva de pontos de círculo, cuja ordem de deslocamento do plano acoplador seja aquela desejada, isto é, 1-2-3-4 ou 1-4-3-2. Aqui são chamadas as subrotinas MUDAR, ÍNDICE.

Subrotina ÍNDICE

Esta subrotina define os índices dos pontos característicos, a partir das suas posições nos vetores das coordenadas destes pontos.

Subrotina MUDAR

Para o estabelecimento da ordem na subrotina ORDEM, esta subrotina faz a mudança e a verificação da ordem, a cada polo imagem encontrado ao longo da curva de pontos de círculo.

Subrotina SUBPRG

Para os casos de quatro PMS do plano móvel, esta subrotina gerencia a segunda e terceira etapas do programa e faz a leitura dos dados resultantes da etapa um, que se encontram nos arquivos um, dois, três, quatro e oito, além dos pivôs móveis escolhidos pelo projetista nas etapas dois e três.

Subrotina FILEMO

Esta subrotina resolve o problema da inversão geométrica, através da solução de Filemon [7, 8], e cria uma variável contendo as coordenadas de todos os pontos que podem ser tomados como o segundo pivô móvel do mecanismo articulado, sem o problema da inversão geométrica.

Subrotina PPM2

De acordo com o mecanismo desejado, esta subrotina determina todos os pontos sobre a curva de pontos de círculo para a escolha do segundo pivô móvel, de tal forma que o mecanismo tenha o movimento na ordem desejada e seja limitado a uma certa região de projeto.

Subrotina RESULT

A subrotina RESULT gerencia o processamento final da síntese de mecanismos para os casos de quatro PMS, através da chamada ordenada das subrotinas ROCKER e BARRA4.

Subrotina BARRA4

Nesta subrotina são dimensionadas as barras componentes dos mecanismos gerados para atender os problemas de quatro PMS. São também determinados os ângulos de transmissão máximo e mínimo e é chamada a subrotina GRASHO.

Subrotina GRASHO

Esta subrotina classifica os mecanismos resultantes de acordo com o critério de Grashof [15].

Subrotina ROCKER

Escolhido o pivô móvel do balancim ou da manivela do mecanismo a ser gerado, esta subrotina determina a localização do pivô fixo correspondente, além das coordenadas do pivô móvel escolhido nas outras posições, associadas aos deslocamentos finitamente separados do plano móvel. Aqui são chamadas as subrotinas CENTRO, IMAGEM.

Subrotina CENTRO

Utilizando a definição de centro de curvatura para as PMS, seção 4.2.2, aqui são determinados o centro e o raio da

circunferência que passa por três PMS.

Subrotina IMAGEM

Esta subrotina executa a reflexão de um ponto em relação a uma reta, que é definida pelas coordenadas de dois pontos.

Subrotina SAÍDA

A subrotina SAÍDA gera a saída dos dados calculados, por impressão de listagens nas etapas um, dois e três, e em arquivos gravados nas etapas um e dois, para os métodos utilizados dois ou três. É chamada a subrotina ÍNDICE.

O diagrama de fluxo apresentado na figura 53 mostra a estrutura lógica do programa 'PMS34'.

O programa 'PMS34' está capacitado para resolver oito casos de três e quatro PMS, como mostrados a seguir:

CASO 1	PPP	ℓ 0 1 2
		k 0 1 2
		j 0 0 0
CASO 2	PP-P	ℓ 0 1 2
		k 0 1 0
		j 0 0 1
CASO 3	P-P-P	ℓ 0 1 2
		k 0 0 0
		j 0 1 2
CASO 4	PPPP	ℓ 0 1 2 3
		k 0 1 2 3
		j 0 0 0 0
CASO 5	PPP-P	ℓ 0 1 2 3
		k 0 1 2 0
		j 0 0 0 1
CASO 6	PP-PP	ℓ 0 1 2 3
		k 0 1 0 1
		j 0 0 1 1
CASO 7	PP-P-P	ℓ 0 1 2 3
		k 0 1 0 0
		j 0 0 1 2
CASO 8	P-P-P-P	ℓ 0 1 2 3
		k 0 0 0 0
		j 0 1 2 3

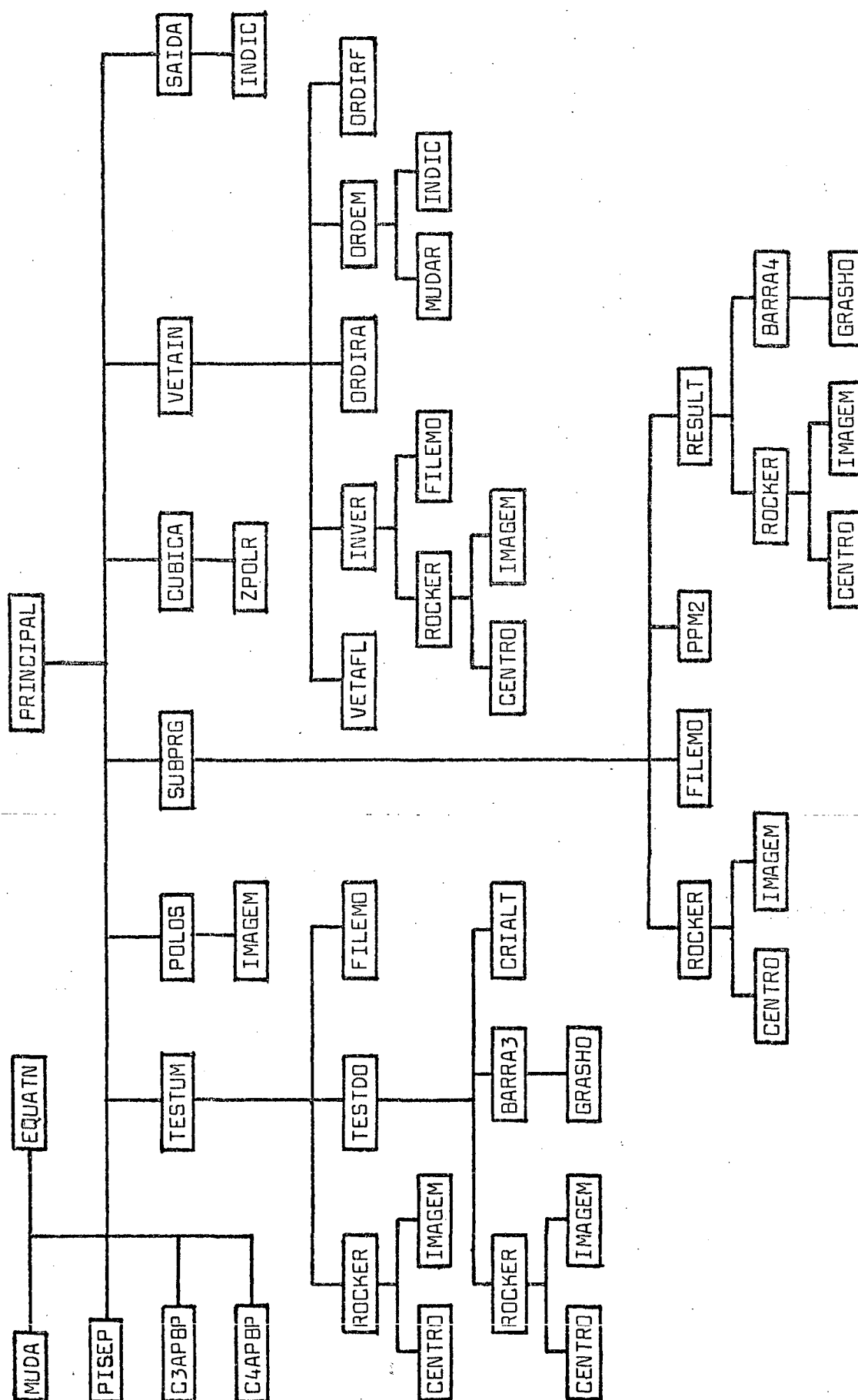


FIG. 53: O fluxograma do programa 'PMS34'

Os dados de entrada para o programa 'PMS34' estão divididos em etapas, de acordo com o modo de resolução adotado para a abordagem do caso de PMS a ser analisado.

O quadro 11 apresenta a relação dos dados de entrada comuns aos problemas de três e quatro PMS, para o processamento da primeira etapa do programa.

QUADRO 11: Dados de entrada para o processamento da primeira etapa do programa

CARTÃO	COLUNAS	VARIÁVEL	VALOR	DEFINIÇÃO	
1	1 a 72	Q(I) I = 1,9	-	Nome do projeto. O programa lê e im prime (centralizar no cartão)	
2	1 a 2	NCASE	1	PPP	Casos de posições multipla- mente separadas a serem ana lisados. O formato de leitu ra das variáveis: I2
			2	PP-P	
			3	P-P-P	
			4	PPPP	
			5	PPP-P	
			6	PP-PP	
			7	PP-P-P	
			8	P-P-P-P	
	3 a 4	NTP	-	Número total de posições multipla- mente separadas. Leitura: I2	
	5 a 6	NPFS	-	Número de posições finitamente sepa radas. Formato de leitura: I2	

CARTÃO	COLUNAS	VARIÁVEL	VALOR	DEFINIÇÃO	
3	1	METO	1	Os pivôs móveis são escolhidos automaticamente. Requer 1 entrada no programa	Método de resolução a ser adotado. Formato de leitura: I1
			2	O 1º pivô móvel será escolhido pelo projetista. Requer 1 entrada para os casos de 3 PMS e 2 para os casos de 4 PMS	
			3	Os pivôs móveis serão escolhidos pelo projetista. Requer 2 entradas para 3 PMS e 3 para 4 PMS	
4	1	IETP	1	Etapa de procedimento do projeto. Executa a 1ª etapa do programa. Nos casos do método 1 e para 3 PMS o método 2, são executadas todas as etapas. Formato de leitura: I1	
5	1	ITIP	1	manivela-balancim	Tipo de mecanismo resultante desejado. Leitura: I1
			2	dupla-manivela	
			3	qualquer tipo	
6	1 a 10	ESCALA	-	Indica a escala adotada nos valores de entrada, de processamento e de saída. Formato de leitura: F10.5	
7	1 a 10	PA(1)	-	Abscissa do ponto A_i ($i=1,NTP$), plano móvel: posições projeto	Recomenda-se a especificação com no máximo 2 números
	11 a 20	PA(2)	-		
	21 a 30	PA(3)	-		
	31 a 40	PA(4)	-		
8	1 a 10	PB(1)	-	Ordenada do ponto B_i ($i=1,NTP$), plano móvel: posições projeto	inteiros. Formato de leitura das variáveis: F10.5
	11 a 20	PB(2)	-		
	21 a 30	PB(3)	-		
	31 a 40	PB(4)	-		

CARTÃO	COLUNAS	VARIÁVEL	VALOR	DEFINIÇÃO	
9	1 a 10	P(1)	-	Ângulo de inclinação do plano móvel nas posições de projeto, em relação a um sistema referencial fixo. Formato de leitura: F10.5	
	11 a 20	P(2)	-		
	21 a 30	P(3)	-		
	31 a 40	P(4)	-		
10	1 a 10	XMI	-	Limites inferior e superior na coordenada 'x': região de solução	Os pivôs móveis e fixos serão escolhidos dentro da região limitada por estas coordenadas. Formato de leitura das variáveis: F10.5
	11 a 20	XMA	-		
	21 a 30	YMI	-	Limites inferior e superior na coordenada 'y': região de solução	
	31 a 40	YMA	-		
11	1 a 10	GAMA1	-	Ângulo de transmissão mínimo admitido	Formato de leitura: F10.3
	11 a 20	GAMA2	-	Ângulo de transmissão máximo admitido	
12	1 a 10	BME	-	Dimensão mínima admitida das barras	Formato de leitura: F10.3
	11 a 20	BMA	-	Dimensão máxima admitida das barras	
13	1 a 10	UE	-	Abscissa do ponto 'E'	Formato de leitura: F10.5
	11 a 20	VE	-	Ordenada do ponto 'E'	
	21 a 30	UF	-	Abscissa do ponto 'F'	
	31 a 40	VF	-	Ordenada do ponto 'F'	
	41 a 50	UOE	-	Abscissa do ponto 'OE'	
	51 a 60	VOE	-	Ordenada do ponto 'OE'	
14	1 a 10	UP1	-	Abscissa do polo 1	Formato de leitura: F10.5
	11 a 20	VP1	-	Ordenada do polo 1	
	21 a 30	UP2	-	Abscissa do polo 2	
	31 a 40	VP2	-	Ordenada do polo 2	
	41 a 50	M	-	Parâmetro que divide o segmento FP numa razão dada: OF sobre FP	

Os dados de entrada restantes para a primeira etapa do programa estão relacionados nos quadros 12 e 13, diferenciando-se para os problemas de três e quatro PMS.

QUADRO 12: Dados de entrada para o processamento da primeira etapa do programa, nos casos de três PMS

CARTÃO	COLUNAS	VARIÁVEL	VALOR	DEFINIÇÃO	
15	1 a 10	PER1	-	Taxa de variação para a escolha do 1º pivô móvel. Porcentagem da região de solução. Leitura: F10.5	
	11 a 20	PER	-	Taxa de variação para a escolha do 2º pivô móvel. Porcentagem do valor de PER1. Formato de leitura: F10.5	
16	1 a 10	XE	-	Abscissa do ponto escolhido como 1º pivô móvel	Para os métodos 2 e 3. Leitura: F10.5
	11 a 20	YE	-	Ordenada do ponto escolhido como 1º pivô móvel	

QUADRO 13: Dados de entrada para o processamento da primeira etapa do programa, nos casos de quatro PMS

CARTÃO	COLUNAS	VARIÁVEL	VALOR	DEFINIÇÃO	
15	1 a 10	DELTAY	-	Incremento do eixo 'y', no sistema referencial transformado, na determinação da curva de pontos de círculo. Caso não seja adequado, será ajustado automaticamente. Formato de leitura: F10.5	

Para a resolução das etapas subsequentes do programa, os dados de entrada estão relacionados nos quadros 14 e 15.

QUADRO 14: Dados de entrada para o processamento da segunda etapa do programa, nos casos de três PMS, quando resolvidos pelo método 3

CARTÃO	COLUNAS	VARIÁVEL	VALOR	DEFINIÇÃO	
1	1 a 72	Q(I) I = 1,9	-	Nome do projeto. O programa lê e imprime (centralizar no cartão)	
2	1 a 2	NCASE	1	PPP	Casos de três PMS a serem analisados. Formato de leitura: I2
			2	PP-P	
			3	P-P-P	
	3 a 4	NTP	3	Número total de posições multiplamente separadas. Leitura: I2	
	5 a 6	NPFS	-	Número de posições finitamente separadas. Formato de leitura: I2	
3	1	METO	3	Define o método de resolução adotado. Formato de leitura: I1	
4	1	IETP	2	Executa a 2ª etapa do método 3. Formato de leitura: I1	
5	1 a 10	XE2	-	Abscissa do ponto escolhido como 2º pivô móvel	Somente para o método 3. Leitura F10.5
	11 a 20	YE2	-	Ordenada do ponto escolhido como 2º pivô móvel	

QUADRO 15: Dados de entrada para o processamento das etapas 2 e 3, nos casos de quatro PMS

CARTÃO	COLUNAS	VARIÁVEL	VALOR	DEFINIÇÃO	
1	1 a 72	Q(I) I = 1,9	-	Nome do projeto. O programa lê e <u>im</u> prime (centralizar no cartão)	
2	1 a 2	NCASE	4	PPPP	Casos de posições multiplamente separadas a serem <u>ana</u> lisados. Leitura: I2
			5	PPP-P	
			6	PP-PP	
			7	PP-P-P	
			8	P-P-P-P	
	3 a 4	NTP	4	Número total de posições multiplamente separadas. Leitura: I2	
5 a 6	NPFS	-	Número de posições finitamente <u>sepa</u> radas. Formato de leitura: I2		
3	1	METO	2	Define o método que o programa deve <u>ra</u> prosseguir. Os valores indepen-dem do método indicado na etapa 1	
			3		
4	1	IETP	2	Executa a 2ª etapa. No caso método 2 é também executada a etapa 3	Etapa do programa a executar
			3	Executa a 3ª etapa. <u>So</u> mente para o método 3	
5	1 a 3	J	-	Índice do pivô móvel escolhido para integrar o mecanismo resultante. Formato de leitura: I3	
	4	IRAMO	1	Ramo aberto	Ramo da curva onde foi escolhido o pivô móvel
			2	Ramo fechado	

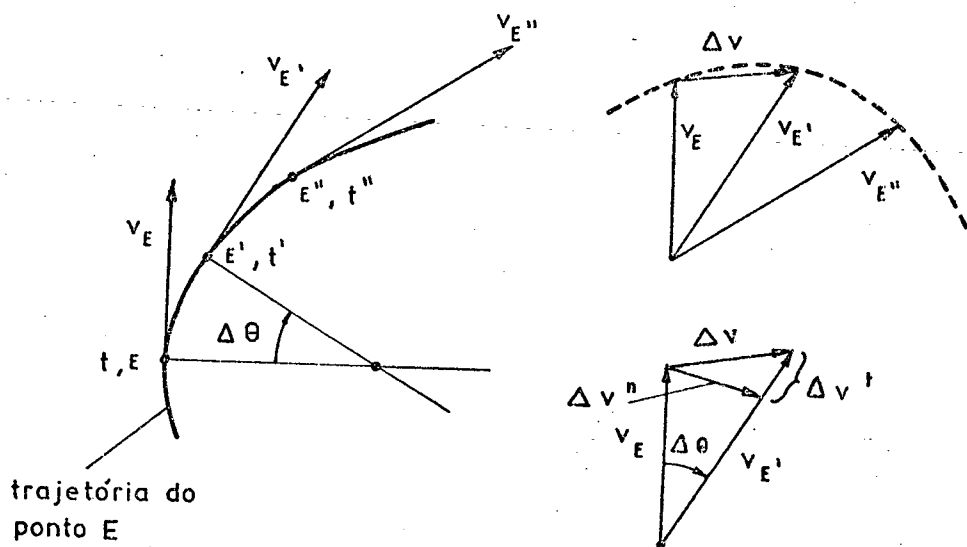
APÊNDICE 2

A EQUAÇÃO DE EULER-SAVARY E O CÍRCULO DE INFLEXÃO

A determinação da trajetória de um ponto do acoplador E é de suma importância quando da necessidade de certas particularidades de movimento. Para se determinar a curvatura da trajetória traçada por este ponto, pode-se proceder como [15] :

- a) a partir do cálculo das velocidades e aceleração centrípeta do ponto E, o raio de curvatura e o seu centro podem ser determinados, segundo o esquema apresentado na figura 54 e equação (48).

$$a_c = \frac{v_E^2}{\rho} \quad (\text{método indireto}) \quad (48)$$



$$a_c = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta v^n}{\Delta t} \rightarrow \text{direcionada para o centro de curvatura}$$

FIG. 54: Definição de aceleração centrípeta

- b) utilizando a equação de Euler-Savary (método direto), considerando a cinemática instantânea como mostra a figura 55, onde para um ponto do acoplador E tem-se a trajetória e seu raio de curvatura.

Considerando o movimento do ponto E, ligado ao centrodo móvel [4, 15], figura 56, o centro de curvatura instantâneo está em O_E . O ponto E desloca-se para E' girando o centrodo móvel de $\delta\psi$.

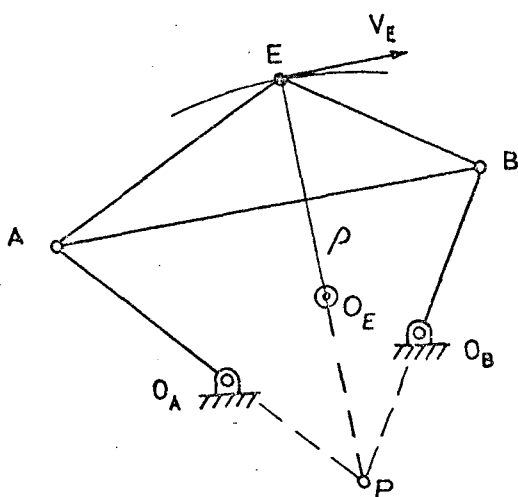


FIG. 55: Mecanismo articulado com o ponto do acoplador E

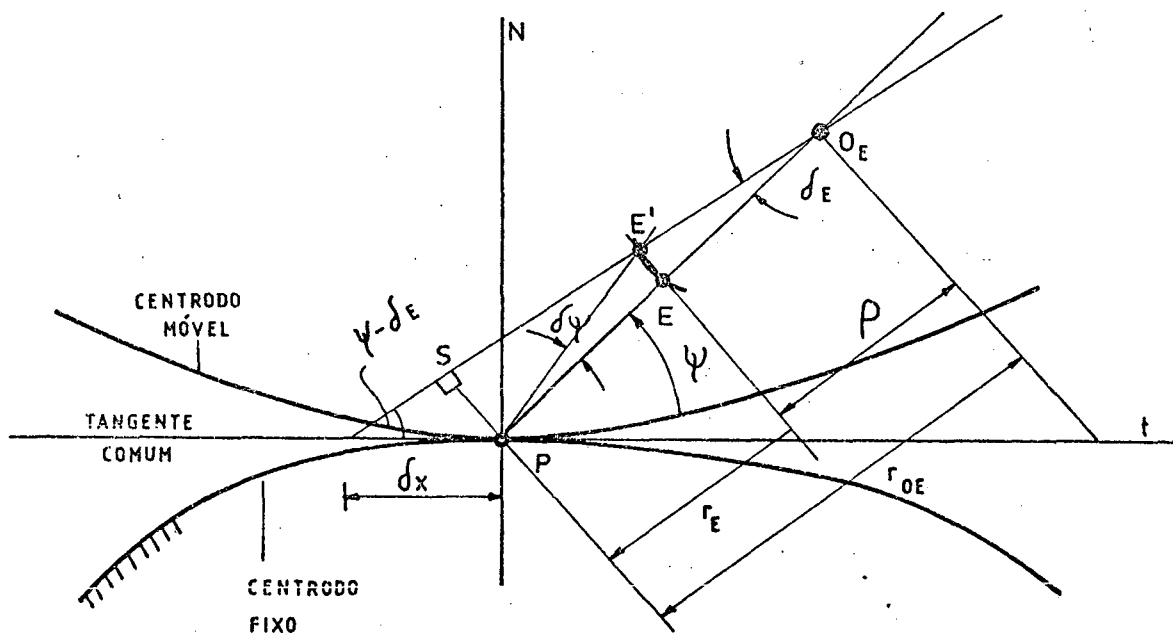


FIG. 56: O movimento do ponto do acoplador do centrodo móvel

Os triângulos semelhantes

$$\Delta O_E P S \quad \text{e} \quad \Delta O_E E E'$$

fornece

$$\frac{O_E E}{O_E P} = \frac{E E'}{P S}$$

$$\frac{r_{O_E} - r_E}{r_{O_E}} = \frac{r_E \delta \psi}{\delta X \sin (\psi - \delta E)} = \frac{r_E \frac{\delta \psi}{\delta t}}{\frac{\delta X}{\delta t} \sin \psi} \quad (49)$$

Para $\delta t \rightarrow 0$

$$\frac{\delta \psi}{\delta t} = \frac{d \psi}{d t} = w \quad \text{velocidade angular da barra móvel}$$

$$\frac{\delta X}{\delta t} = \frac{d X}{d t} = v_p \quad \text{velocidade do polo (centro instantâneo)}$$

Substituindo em (49)

$$\frac{r_{O_E} - r_E}{r_{O_E} \cdot r_E} = \frac{w}{v_p \cdot \sin \psi}$$

onde $\frac{w}{v_p} = \frac{1}{d} = \text{constante, para uma dada posição}$

chegando-se à equação de Euler-Savary

$$\frac{1}{r_E} - \frac{1}{r_{O_E}} = \frac{1}{d \sin \psi}$$

Se O_E tender para o infinito, de tal forma que a trajetória de E torna-se uma reta

$$\frac{1}{r_E} - \frac{1}{\infty} = \frac{1}{d \operatorname{sen} \psi} \rightarrow r_E = d \operatorname{sen} \psi$$

que fornece um círculo de diâmetro d , passando por P , chamado círculo de inflexão, figura 57. Todos os pontos ligados ao centrodo móvel e sobre este círculo estão se deslocando instantaneamente sobre linhas retas. A figura 58 apresenta o ponto E com seu raio de curvatura finito.

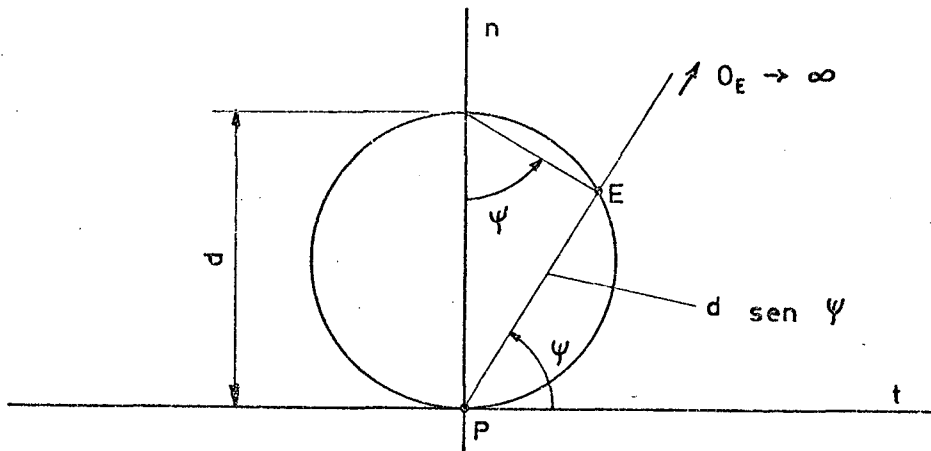


FIG. 57: O ponto E sobre o círculo de inflexão

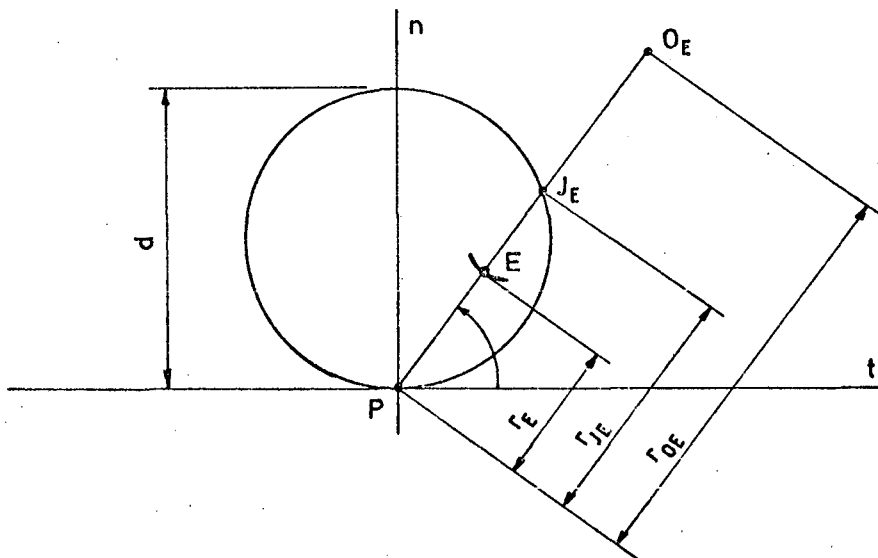


FIG. 58: O ponto E dentro do círculo de inflexão

Tem-se para o ponto J_E

$$PJ_E = d \sin \psi_{J_E}$$

então,
$$\frac{1}{r_E} - \frac{1}{r_{O_E}} = \frac{1}{r_{J_E}}$$

ou,
$$\frac{1}{PE} - \frac{1}{PO_E} = \frac{1}{PJ_E}$$

onde,
$$\vec{r}_E = \vec{PE} = -\vec{EP}$$

$$\vec{r}_{O_E} = \vec{PO_E} = -\vec{EP} + \vec{EO_E}$$

$$\vec{PJ_E} = -\vec{EP} + \vec{EJ_E}$$

então,
$$\frac{1}{-\vec{EP}} - \frac{1}{-\vec{EP} + \vec{EO_E}} = \frac{1}{-\vec{EP} + \vec{EJ_E}}$$

que resulta

$$\vec{EO_E} \cdot \vec{EJ_E} = (\vec{EP})^2 \quad (50)$$

sendo uma outra forma de expressar a equação de Euler-Savary.

Da expressão (50), fica estabelecido que para um ponto qualquer E, seu respectivo centro de curvatura O_E e o ponto J_E estarão sempre do mesmo lado de E. Isto leva à afirmação de que se o ponto E estiver dentro do círculo de inflexão, a curvatura se rá convexa a partir do ponto P e se estiver fora será cônica, con forme a figura 59.

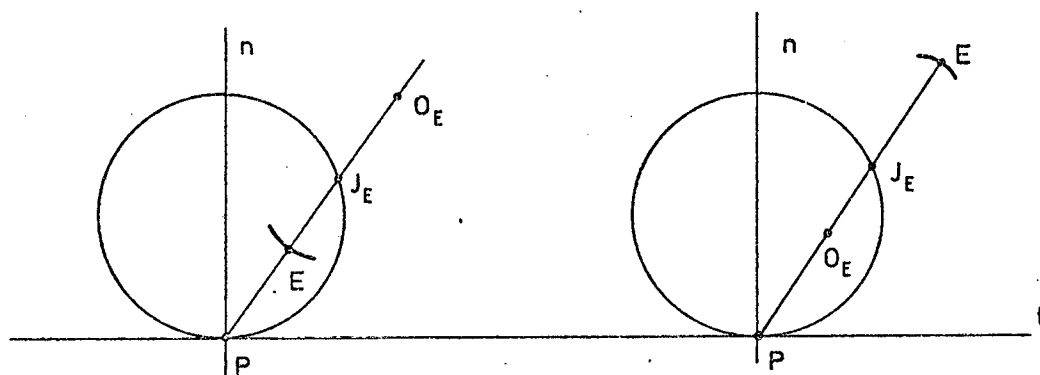


FIG. 59: Representação das trajetórias côncava e convexa para o ponto E

APÊNDICE 3SISTEMA ESPECIAL DE REFERÊNCIA

No sistema especial de referência, o movimento do centro instantâneo de rotação P é que irá definir os novos parâmetros (a, b) que representarão o deslocamento do plano móvel, uma vez que o centro instantâneo pertence ao plano móvel. Quando o plano móvel, representado pelo ponto E , se desloca para E' , o centro instantâneo P referente à posição E irá se deslocar para uma posição P' , como mostra a figura 60.

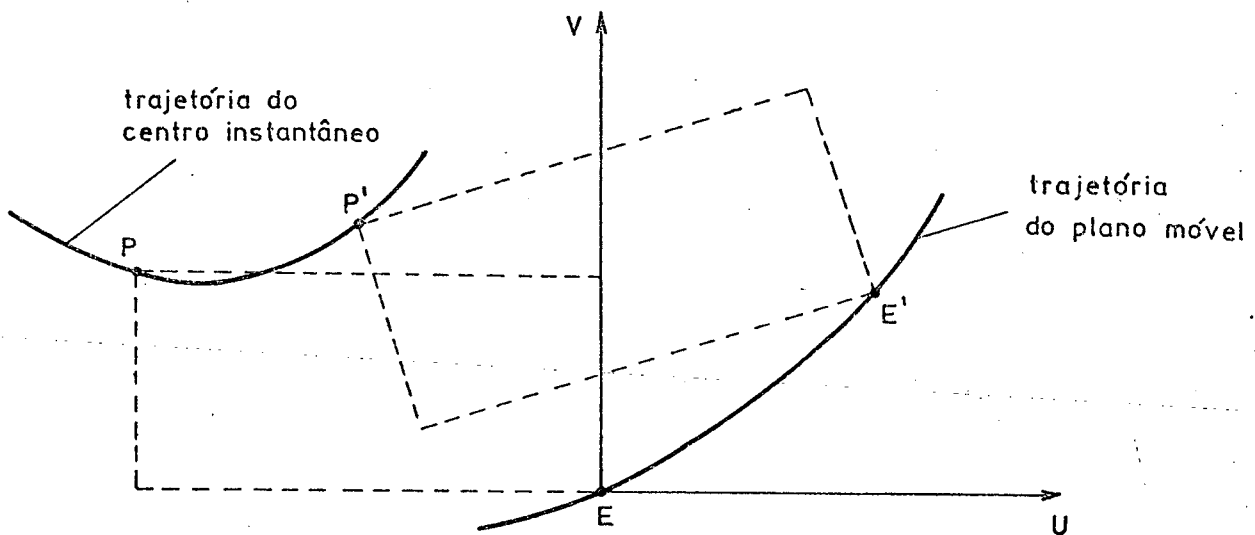


FIG. 60: Representação do deslocamento do centro instantâneo relacionado ao movimento do plano móvel

Na especificação do sistema especial de referência, há o deslocamento da origem do plano móvel da posição inicial para o centro instantâneo, de tal forma que a abscissa seja a tangente ao círculo de inflexão, figura 61.

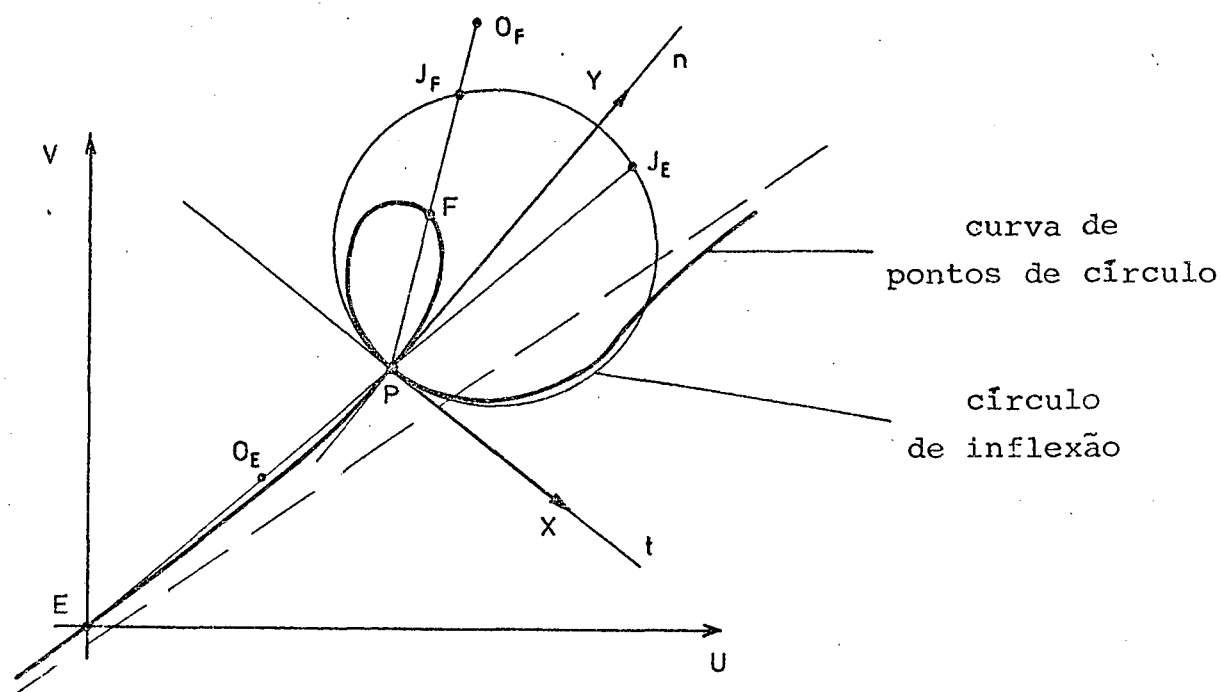


FIG. 61: Representação do novo sistema referencial $X \times Y$, o sistema especial de referência

Neste sistema referencial, os parâmetros representativos das posições de projeto (a , b) se referem ao posicionamento do centro instantâneo de rotação, de tal forma que

$$a_0 = b_0 = a_1 = b_1 = a_2 = \gamma_0 = 0$$

resultando numa expressão mais simples para a curva de pontos de círculo, que no caso de 4'PIS' é denominada cúbica de curvatura estacionária [15, 16].

APÊNDICE 4

A TRANSFORMAÇÃO DA CURVATURA

O conceito de transformação da curvatura será apresentado, para o caso plano, no sentido de esclarecer a metodologia utilizada na síntese cinemática.

Na figura 62 tem-se os planos fixo F e móvel M, representados pelos sistemas referenciais $U \times V$ e $X \times Y$, respectivamente. O posicionamento do plano móvel M sobre o plano fixo F na especificação de um movimento de 'PMS' a ser obtido, é realizado através do conjunto de parâmetros linear e angular $(a, b, \gamma)_\ell$, para cada posição ℓ , sendo ℓ o contador do número de 'PMS'.

Para um ponto A pertencente ao plano móvel, ele irá assumir uma posição A_ℓ para cada posicionamento ℓ deste plano móvel. Se A é um ponto de círculo, suas respectivas posições A_ℓ irão descrever uma circunferência no plano fixo com centro em O_A , figura 63.

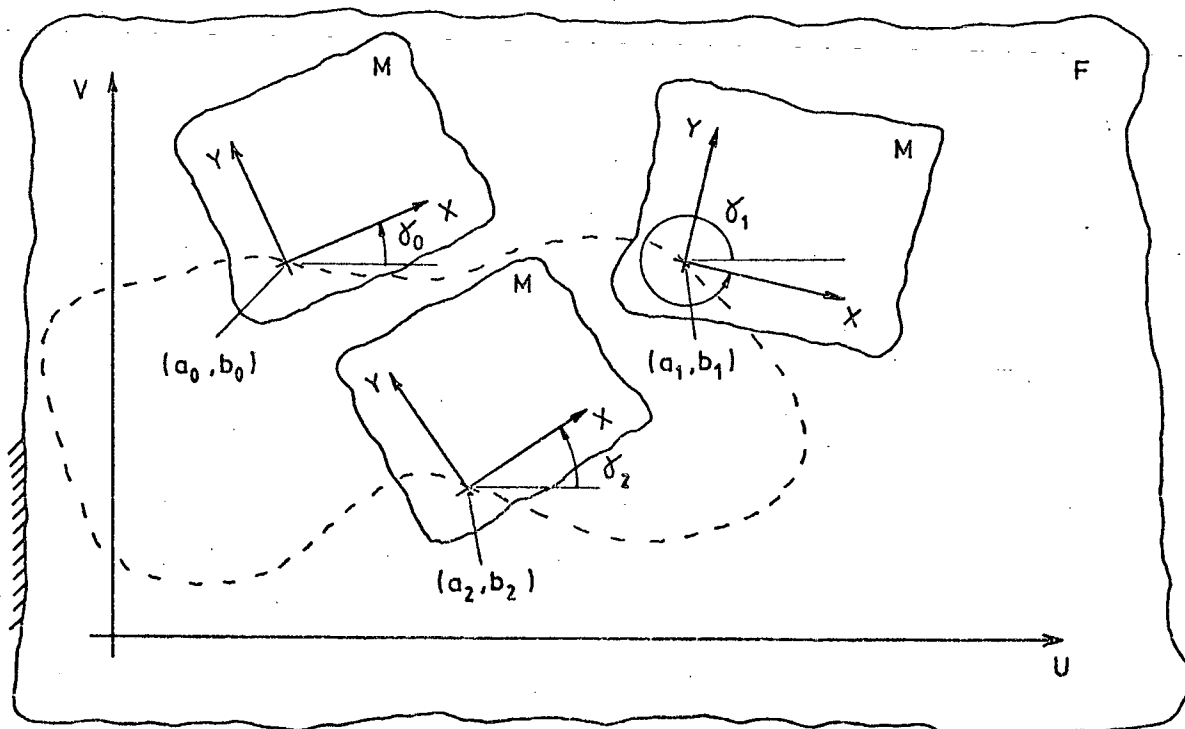


FIG. 62: O deslocamento do plano móvel

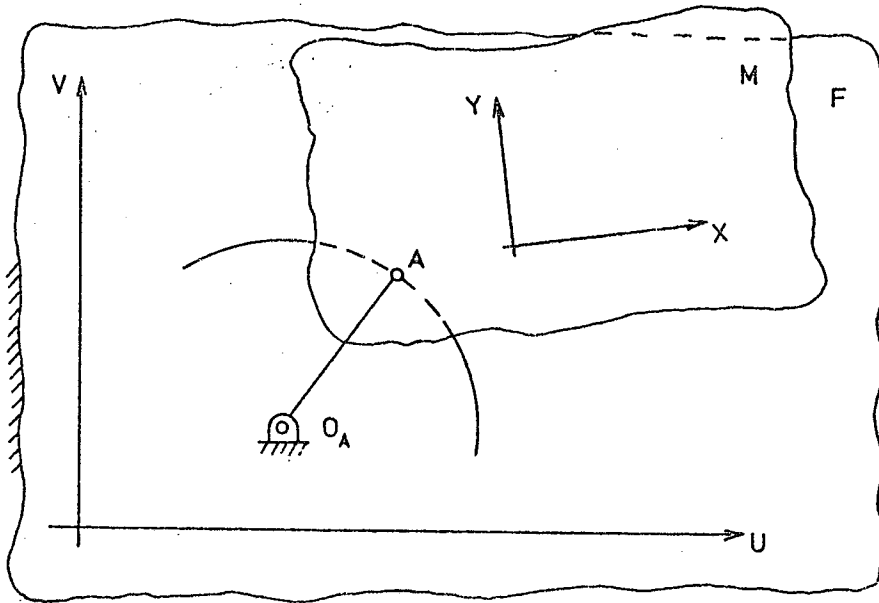


FIG. 63: O binário articulado

Com isto, a transformação da curvatura consiste, a partir da especificação dos parâmetros de movimento $(a, b, \gamma)_\ell$, na determinação dos pontos $A(X, Y)$ do plano móvel que assumem posições A_ℓ sobre circunferências do plano fixo com centro $O_A(U, V)$. Utilizando esta transformação por duas vezes, são obtidos dois pares (A, O_A) e (B, O_B) , que resultam na construção do mecanismo articulado de quatro barras apresentado na figura 64, cujo movimento faz com que o plano acoplador assuma as posições ℓ pré-estabelecidas através dos parâmetros $(a, b, \gamma)_\ell$.

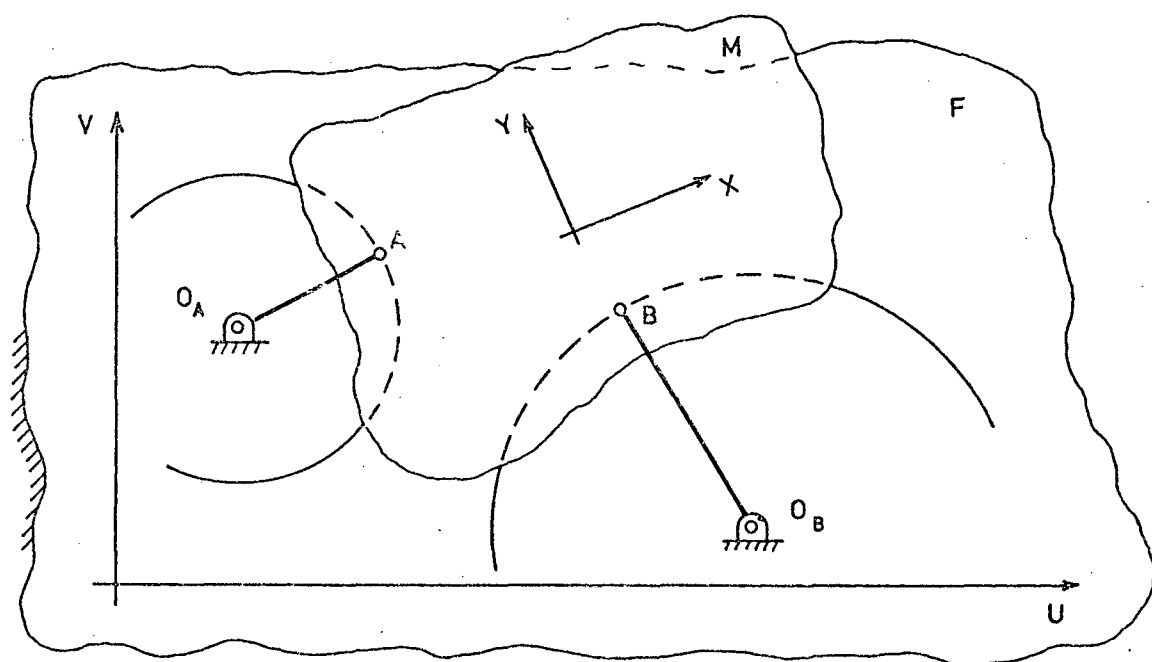


FIG. 64: O quadrilátero articulado

APÊNDICE 5

LISTAGEM DA SOLUÇÃO DOS EXEMPLOS

Exemplo 1:

MECANISMO ARTICULADO PARA O MOVIMENTO
DA CAÇAMBA DE UM CAMINHÃO

*** SINTESI DE MECANISMOS ARTICULADOS DE QUATRO BARRAS PARA 3 PLUCES MULTIPLAMENTE SEPARADAS (3PMS) - CASO 3 ***

METODO UTILIZADO PARA ESCOLHA DOS PIVCS = 1

TIPO DE MECANISMO RESULTANTE DESEJADO = INDIFERENTE (ITIP = 3)

ESCALA ADOPTADA = 1 / 1000.00 ILIMETROS

LOCALIZACAO DAS 3 PMS DO PLANO ACPLADOCR

POSICAO	COORDENADAS		INCLINACAO	
	X	Y	TETA	
1	0.0	0.0	0.0	
2	-1.500	1.000	15.00	
3	-2.000	-2.500	100.00	

REGIÃO DE SOLUCAO

LIMITE	X		Y	
INFERIOR	-1.00		-3.00	
SUPERIOR	4.00		3.00	

ANGULOS DE TRANSMISSAO MINIMO E MAXIMO ADMITIDOS

GAMA1 (MINIMO)		GAMA2 (MAXIMO)	
55.000		125.000	

DIMENSÕES DAS BARRAS MINIMA E MAXIMA ADMITIDAS

BME (DIM MIN)		BMA (DIM MAX)	
0.500		4.000	

TAXA DE VARIAÇÃO PRIMEIRO PIVO MOVEL = 0.040 -- SEGUNDO PIVO MOVEL = 1.000

*** MECANISMOS RESULTANTES DA SINTESE ***

*** DIMENSÕES DAS EAPAS ***

A = MANIVELA
E = EIXO/PIVOT
C = CONTRA-MANIVELA
D = EAPAS FIXAS

*** PIVOTS DO MECANISMO ***

C(XC,YC) = PIVOT MOVEL DA CONTRA-MANIVELA
A(XA,YA) = PIVOT MOVEL DA MANIVELA
D(XDC,YDC) = PIVOT FIXO DA CONTRA-MANIVELA
DA(XDA,YDA) = PIVOT FIXO DA MANIVELA

*** ANGULOS DE TRANSMISSAO ***

GAMA1 = ANG. DE TRANSM. MINIMO
GAMA5 = ANG. DE TRANSM. MAXIMO

1 - MECANISMO = P1C (P1A5P1C)

*** DIMENSÕES DAS EAPAS ***

A = 2.044
E = 1.664
C = 1.316
D = 1.060

*** PIVOTS DO MECANISMO ***

C(1.200, 0.0)
A(2.600, -0.500)
DC(-0.522, -0.534)
DA(-0.302, -1.818)

*** ANGULOS DE TRANSMISSAO ***

GAMA1 = 56.230
GAMA5 = 123.513

2 - MECANISMO = P1C (P1A5P1C)

*** DIMENSÕES DAS EAPAS ***

A = 1.466
E = 1.110
C = 1.216
D = 1.236

*** PIVOTS DO MECANISMO ***

C(1.200, 0.0)
A(2.600, -1.100)
DC(-0.522, -0.534)
DA(-0.331, -2.134)

*** ANGULOS DE TRANSMISSAO ***

GAMA1 = 57.862
GAMA5 = 124.818

3 - MECANISMO = P1C (P1A5P1C)

*** DIMENSÕES DAS EAPAS ***

A = 2.044
E = 1.664
C = 1.316
D = 1.060

*** PIVOTS DO MECANISMO ***

C(1.200, 0.0)
A(2.600, -0.500)
DC(-0.522, -0.534)
DA(-0.302, -1.818)

*** ANGULOS DE TRANSMISSAO ***

GAMA1 = 56.230
GAMA5 = 123.513

4 - MECANISMO = P1C (P1A5P1C)

*** DIMENSÕES DAS EAPAS ***

A = 2.472
E = 1.110
C = 1.416
D = 1.220

*** PIVOTS DO MECANISMO ***

C(1.150, 0.157)
A(2.550, -0.543)
DC(-0.552, -0.581)
DA(-0.313, -2.013)

*** ANGULOS DE TRANSMISSAO ***

GAMA1 = 58.293
GAMA5 = 123.140

5 - MECANISMO = PIV (PISTCF

** DIMENSÕES DAS LAFRAS **

Z = 1.442
E = 1.421
C = 1.401
D = 1.387

** PIVOS DO MECANISMO **

C(1.159, -0.311)
A(2.155, -1.011)
OC(-0.812, -1.037)
OA(-0.307, -1.705)

** ANGULOS DE TRANSMISSAO **

GAMA1 = 55.220
GAMA5 = 124.767

6 - MECANISMO = PIV (PISTCF

** DIMENSÕES DAS LAFRAS **

Z = 2.477
E = 1.421
C = 2.424
D = 1.388

** PIVOS DO MECANISMO **

C(1.400, 0.000)
A(2.400, -0.700)
OC(-0.824, -0.566)
OA(-0.331, -1.606)

** ANGULOS DE TRANSMISSAO **

GAMA1 = 58.556
GAMA5 = 121.529

7 - MECANISMO = PIV (PISTCF

** DIMENSÕES DAS LAFRAS **

Z = 2.044
E = 1.400
C = 2.424
D = 1.555

** PIVOS DO MECANISMO **

C(1.400, 0.000)
A(2.400, -0.500)
OC(-0.824, -0.506)
OA(-0.302, -1.818)

** ANGULOS DE TRANSMISSAO **

GAMA1 = 57.121
GAMA5 = 119.651

8 - MECANISMO = PIV (PISTCF

** DIMENSÕES DAS LAFRAS **

Z = 2.753
E = 1.442
C = 2.424
D = 1.415

** PIVOS DO MECANISMO **

C(1.400, 0.000)
A(2.400, -0.500)
OC(-0.824, -0.566)
OA(-0.357, -1.414)

** ANGULOS DE TRANSMISSAO **

GAMA1 = 61.035
GAMA5 = 124.516

9 - MECANISMO = PIV (PISTCF

** DIMENSÕES DAS LAFRAS **

Z = 2.000
E = 1.400
C = 2.416
D = 1.558

** PIVOS DO MECANISMO **

C(1.351, 0.157)
A(2.551, -0.743)
OC(-0.850, -0.505)
OA(-0.312, -1.711)

** ANGULOS DE TRANSMISSAO **

GAMA1 = 55.341
GAMA5 = 118.084

10 - MECANISMO = P/1 (P/SPCF

** DIMENSÕES L/S LAFRAS **

A = 3.107
E = 1.285
C = 2.818
D = 0.878

** PIVÔS DO MECANISMO **

C(1.351, 0.157)
A(2.551, -0.543)
OC(-0.850, -0.505)
OA(-0.336, -1.587)

** ANGULOS DE TRANSMISSÃO **

GAMA1 = 61.957
GAMA5 = 124.697

11 - MECANISMO = P/1 (P/SPCF

** DIMENSÕES L/S LAFRAS **

A = 3.270
E = 1.664
C = 2.918
D = 1.055

** PIVÔS DO MECANISMO **

C(1.351, 0.157)
A(2.751, -0.743)
OC(-0.850, -0.505)
OA(-0.306, -1.793)

** ANGULOS DE TRANSMISSÃO **

GAMA1 = 59.776
GAMA5 = 122.215

12 - MECANISMO = P/1 (P/SPCF

** DIMENSÕES L/S LAFRAS **

A = 3.474
E = 1.542
C = 2.818
D = 1.244

** PIVÔS DO MECANISMO **

C(1.351, 0.157)
A(2.551, -0.543)
OC(-0.850, -0.505)
OA(-0.313, -2.014)

** ANGULOS DE TRANSMISSÃO **

GAMA1 = 58.234
GAMA5 = 120.445

13 - MECANISMO = P/1 (P/SPCF

** DIMENSÕES L/S LAFRAS **

A = 2.831
E = 1.221
C = 2.824
D = 0.817

** PIVÔS DO MECANISMO **

C(1.351, -0.157)
A(2.551, -0.857)
OC(-0.765, -1.022)
OA(-0.311, -1.701)

** ANGULOS DE TRANSMISSÃO **

GAMA1 = 60.063
GAMA5 = 123.139

14 - MECANISMO = P/1 (P/SPCF

** DIMENSÕES L/S LAFRAS **

A = 3.015
E = 1.900
C = 2.824
D = 1.018

** PIVÔS DO MECANISMO **

C(1.351, -0.157)
A(2.551, -1.037)
OC(-0.765, -1.022)
OA(-0.500, -1.824)

** ANGULOS DE TRANSMISSÃO **

GAMA1 = 58.583
GAMA5 = 121.261

15 - MECANISMO = PIV (PISTOF)

*** DIMENSÕES DAS LAFAS ***

F = 1.424
E = 1.420
C = 1.424
D = 1.422

*** PIVS DO MECANISMO ***

C(1.351, -0.157)
A(2.751, -1.257)
OC(-0.765, -1.022)
OA(-0.334, -2.105)

*** ANGULOS DE TRANSMISSAO ***

GAMAI = 57.564
GAMAS = 119.974

16 - MECANISMO = PIV (PISTOF)

*** DIMENSÕES DAS LAFAS ***

F = 1.454
E = 1.452
C = 1.454
D = 1.456

*** PIVS DO MECANISMO ***

C(1.351, -0.157)
A(2.551, -1.257)
OC(-0.765, -1.022)
OA(-0.358, -2.253)

*** ANGULOS DE TRANSMISSAO ***

GAMAI = 61.264
GAMAS = 123.622

17 - MECANISMO = PIV (PISTOF)

*** DIMENSÕES DAS LAFAS ***

F = 1.428
E = 1.425
C = 1.404
D = 1.472

*** PIVS DO MECANISMO ***

C(1.365, 0.312)
A(2.555, -0.388)
OC(-0.904, -0.694)
OA(-0.364, -1.487)

*** ANGULOS DE TRANSMISSAO ***

GAMAI = 55.515
GAMAS = 123.165

18 - MECANISMO = PIV (PISTOF)

*** DIMENSÕES DAS LAFAS ***

F = 1.471
E = 1.464
C = 1.404
D = 1.451

*** PIVS DO MECANISMO ***

C(1.365, 0.312)
A(2.765, -0.580)
OC(-0.564, -0.654)
OA(-0.318, -1.483)

*** ANGULOS DE TRANSMISSAO ***

GAMAI = 57.773
GAMAS = 120.686

19 - MECANISMO = PIV (PISTOF)

*** DIMENSÕES DAS LAFAS ***

F = 1.460
E = 1.456
C = 1.404
D = 1.415

*** PIVS DO MECANISMO ***

C(1.365, 0.312)
A(2.565, -0.588)
OC(-0.564, -0.654)
OA(-0.311, -1.763)

*** ANGULOS DE TRANSMISSAO ***

GAMAI = 61.373
GAMAS = 124.063

20 - MECANISMO = N/A (FASTCF

*** DIMENSões DAS LAFAS ***
A = 3.452
E = 1.442
C = 2.404
D = 1.231

*** PIVOS DO MECANISMO ***
C(1.365, 0.212)
A(2.505, -0.788)
DC(-0.564, -0.854)
DA(-0.306, -1.494)

*** ANGULOS DE TRANSMISSAO ***
GAMA1 = 56.271
GANAS = 118.913

INTERFACES F11 ESCUTA DO PRIMEIRO PIVO MOVEL = 23

INTERFACES F41 ESCUTA DO SEGUNDO PIVO MOVEL = 1106

Exemplo 2:

MECANISMO ARTICULADO PARA MOVIMENTAR
A MESA DE UMA PRENSA

*** SINTSE DE MECANISMOS ARTICULADOS DE QUATRO BARRAS PARA 4 POSICOES MULTIPLEMENTE SEPARADAS (4PMS) - CASO 7 ***

METODO UTILIZADO PARA ESCOLHA DOS PIVCS = 2

TIPO DE MECANISMO RESULTANTE DESEJADO = INDIFERENTE (ITIP = 3)

ESCALA ADOPTADA = 1 / 100.00 MILIMETROS

LOCALIZACAO DAS 4 PMS DO PLANO ACCELADOR

POSICAO	COORDENADAS		INCLINACAO	
	X	Y	TETA	
1	0.0	0.0	0.0	
2	*****	*****	*****	
3	0.500	0.800	350.00	
4	5.500	0.0	340.00	

REGIAO DE SOLUCAO

LIMITE	X	Y
INFERIOR	-2.00	-5.00
SUPERIOR	4.50	9.50

ANGULOS DE TRANSMISSAO MINIMO E MAXIMO ADMITIDOS

GAMA1 (MINIMO)	GAMA2 (MAXIMO)
10.000	170.000

DIMENSÕES DAS BARRAS MINIMA E MAXIMA ADMITIDAS

BME (DIM MIN)	BMA (DIM MAX)
0.500	5.000

***** PARAMETROS REFERENTES AOS DESLOCAMENTOS INFINITESIMALMENTE SEPARADOS *****

PUNTO ESCOLHIDO COMO CENTRO INSTANTANEO DE ROTACAO

PARA O PRIMEIRO GRUPO DE 'PIS' = (20.000, 0.0)

PUNTO ESCOLHIDO COMO CENTRO INSTANTANEO DE ROTACAO

PARA O SEGUNDO GRUPO DE DIAS 'PIS' = (*****)

PUNTO DO ACOPLADOR 'E' = (*****)

CENTRO DE CURVATURA DO PONTO DO ACOPLADOR 'E' = (*****)

PUNTO 'F' ADESTRADO PARA OBTENÇÃO DO CIRCULO DE INFLEXAO = (*****)

COEFICIENTE QUE DÁ A LOCALIZACAO DO CENTRO DE CURVATURA DO PONTO 'F' = *****

LOCALIZACAO DOS PONTOS CARACTERISTICOS

INDICES IJ	RULOS ORIGINAIS-P		POLOS IMAGEM-P'	
	X	Y	X	Y
12	20.000	0.0	20.000	0.000
13	4.572	-4.172	4.572	-4.172
14	1.750	-5.925	1.750	-9.925
23	4.572	-4.172	4.572	-4.172
24	1.750	-5.925	1.750	-9.925
34	-2.422	-15.031	-0.424	-16.150
BALL			67.442	-4.081

ORDENACAO DOS PONTOS CARACTERISTICOS (VETOR V(I))
V(I) = VETOR DOS PONTOS P' E BALL

INDICE		POSICAO I	
IJ	P'		
12	1		
13	2		
14	3		
23	4		
24	5		
34	6		
BALL	7		

ORDEN CRESCENTE DO ANGULO DE INCLINACAO TETA DO PLANO ACOPLADOR
(ORDEN/SEQUENCIA DE MOVIMENTO DO PLANO ACOPLADOR EM RELACAO A MANIVELA
QUANDO SEU PUNTO DE CIRCULO ESIA NO INFINITO)

1 2 3 4

ANGULO DE INCLINACAO DA ASSINTOTA -* ALFA = -9.074 GRAUS

PONTOS SEQUENCIAIS DO RAMO ABERTO DA CURVA DE PONTOS DE CIRCULO (VETOR A(I,J))
 A(I,J) = VETOR DE TODOS OS PONTOS CALCULADOS DA CURVA SOBRE O RAMO ABERTO
 INCREMENTO ADOPTADO - DELTA = 0.101

POSICAO J	X	Y	FCISAC J	X	Y
1	*****	164.200	51	-15.036	3.346
2	*****	86.504	52	-15.061	3.154
3	*****	66.400	53	-14.504	2.962
4	*****	47.208	54	-13.903	2.773
5	*****	35.151	55	-13.438	2.587
6	*****	23.766	56	-12.928	2.403
7	*****	25.826	57	-12.433	2.221
8	*****	26.818	58	-11.951	2.042
9	*****	24.433	59	-11.483	1.864
10	*****	22.486	60	-11.027	1.689
11	-55.804	20.859	61	-10.583	1.516
12	-51.665	15.473	62	-10.150	1.344
13	-44.652	16.273	63	-9.728	1.174
14	-78.736	17.219	64	-9.317	1.006
15	-73.624	16.264	65	-8.915	0.839
16	-68.514	15.445	66	-8.523	0.674
17	-64.403	14.682	67	-8.140	0.510
18	-61.111	13.954	68	-7.766	0.348
19	-57.773	13.255	69	-7.400	0.187
20	-54.736	12.771	70	-7.042	0.027
21	-51.564	12.226	71	-6.691	-0.131
22	-48.417	11.716	72	-6.348	-0.288
23	-47.067	11.239	73	-6.012	-0.445
24	-44.852	10.785	74	-5.682	-0.600
25	-42.671	10.353	75	-5.359	-0.754
26	-40.567	9.940	76	-5.042	-0.907
27	-38.224	9.576	77	-4.730	-1.059
28	-37.676	9.210	78	-4.425	-1.211
29	-34.023	8.860	79	-4.124	-1.361
30	-34.561	8.524	80	-3.828	-1.511
31	-33.151	8.201	81	-3.536	-1.660
32	-31.675	7.890	82	-3.249	-1.809
33	-30.637	7.585	83	-2.965	-1.957
34	-28.461	7.299	84	-2.685	-2.104
35	-28.242	7.018	85	-2.409	-2.251
36	-27.277	6.745	86	-2.135	-2.397
37	-26.261	6.480	87	-1.863	-2.543
38	-25.289	6.223	88	-1.592	-2.689
39	-24.260	5.972	89	-1.323	-2.834
40	-23.485	5.727	90	-1.054	-2.980
41	-22.615	5.488	91	-0.785	-3.125
42	-21.752	5.254	92	-0.515	-3.271
43	-21.001	5.026	93	-0.238	-3.417
44	-20.248	4.802	94	0.043	-3.565
45	-19.516	4.583	95	0.333	-3.714
46	-18.812	4.368	96	0.638	-3.865
47	-18.134	4.157	97	0.956	-4.020
48	-17.478	3.950	98	1.339	-4.182
49	-16.841	3.746	99	1.822	-4.362
50	-16.230	3.543	100	3.205	-4.583

PUSICAO J	X	Y	PUSICAO J	X	Y
101	3.420	-4.546	151	13.483	-1.097
102	3.522	-4.452	152	13.737	-1.035
103	4.175	-4.430	153	13.996	-0.974
104	4.405	-4.365	154	14.259	-0.914
105	4.622	-4.256	155	14.527	-0.854
106	4.825	-4.226	156	14.801	-0.795
107	4.972	-4.172	157	15.079	-0.737
108	5.015	-4.154	158	15.363	-0.680
109	5.203	-4.162	159	15.652	-0.623
110	5.350	-4.009	160	15.948	-0.568
111	5.570	-3.535	161	16.249	-0.514
112	5.747	-3.861	162	16.557	-0.460
113	5.923	-3.766	163	16.871	-0.408
114	6.057	-3.712	164	17.193	-0.357
115	6.271	-3.627	165	17.521	-0.307
116	6.484	-3.562	166	17.858	-0.258
117	6.617	-3.487	167	18.202	-0.210
118	6.750	-3.412	168	18.553	-0.164
119	6.883	-3.337	169	18.916	-0.119
120	7.127	-3.262	170	19.287	-0.076
121	7.312	-3.156	171	19.667	-0.034
122	7.487	-3.113	172	20.050	0.000
123	7.664	-3.035	173	20.058	0.006
124	7.842	-2.905	174	20.460	0.044
125	8.021	-2.891	175	20.873	0.081
126	8.202	-2.817	176	21.299	0.115
127	8.384	-2.744	177	21.737	0.148
128	8.568	-2.671	178	22.189	0.178
129	8.753	-2.598	179	22.656	0.206
130	8.941	-2.525	180	23.139	0.232
131	9.130	-2.453	181	23.639	0.254
132	9.322	-2.381	182	24.156	0.274
133	9.518	-2.305	183	24.694	0.291
134	9.711	-2.228	184	25.252	0.304
135	9.905	-2.167	185	25.833	0.314
136	10.100	-2.097	186	26.440	0.320
137	10.305	-2.027	187	27.073	0.321
138	10.515	-1.957	188	27.736	0.318
139	10.728	-1.888	189	28.432	0.309
140	10.938	-1.815	190	29.164	0.295
141	11.152	-1.731	191	29.937	0.274
142	11.371	-1.683	192	30.755	0.246
143	11.591	-1.615	193	31.624	0.209
144	11.815	-1.545	194	32.551	0.164
145	12.042	-1.482	195	33.544	0.108
146	12.273	-1.417	196	34.615	0.039
147	12.507	-1.352	197	35.776	-0.044
148	12.745	-1.287	198	37.044	-0.144
149	12.987	-1.223	199	38.442	-0.264
150	13.233	-1.160	200	40.000	-0.411

POSICAO J	X	Y	POSICAO J	X	Y
201	41.761	-0.555	208	58.293	-4.211
202	42.757	-0.610	209	111.316	-11.082
203	46.176	-1.085	210	153.647	-17.945
204	45.652	-1.452	211	207.415	-26.835
205	52.853	-1.551	212	291.867	-40.224
206	58.315	-2.705	213	436.196	-60.571
207	67.442	-4.061	214	942.689	*****

ORDEN DOS PONTOS CARACTERISTICOS SOBRE O RAMO ABERTO DA CURVA CUBICA

ORDEN	VECTO V	VECTO A
	POSICAO I	POSICAO J
1	2	107
2	4	107
3	1	172
4	7	207

SEGMENTOS SOBRE O RAMO ABERTO DA CURVA EM QUE O ANGULO DE ROTACAO MAXIMO DO ACUPLADOR EM RELACAO AO BALANCO E MENOR QUE 180 GRAUS

SEGMENTO	POSICAO
	J-INICIAL J-FINAL
1	1 95
2	95 214

INDICES DOS PONTOS DE CIRCULO DO VECTO A(J), QUE PODEM SER ESCOLHIDOS COMO O PRIMEIRO PIVO MOVEL (PONTOS CUJO ANGULO DE ROTACAO MAXIMO EM RELACAO AO BALANCO E MENOR QUE 180 GRAUS E QUE ESTAO DENTRO DA REGIAO DE SOLUCAO) (IRAME1)

87	88	89	90	91	92	93	94	95	99	100	101	102	103	104
----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----

SEGMENTOS SOBRE O RAMO ABERTO DA CURVA EM QUE O ANGULO DE ROTACAO MAXIMO DO ACUPLADOR E 1234

SEGMENTO	POSICAO
	J-INICIAL J-FINAL
1	1 107
2	172 214

PONTOS SEQUENCIAIS DO RAMO FECHADO DA CURVA DE PONTOS DE CIRCULO (VETOR F(J))
 F(J) = VETOR DE TODOS OS PONTOS CALCULADOS DA CURVA SOBRE O RAMO FECHADO
 INCREMENTO ADOTADO - DELTAY = 0.101

PONTO J	X	Y	PONTO J	X	Y
1	-0.424	-16.150	51	0.625	-11.247
2	-0.431	-15.102	52	0.684	-11.154
3	-0.444	-15.558	53	0.744	-11.061
4	-0.456	-15.653	54	0.807	-10.968
5	-0.466	-15.785	55	0.871	-10.876
6	-0.474	-15.685	56	0.938	-10.784
7	-0.481	-15.582	57	1.008	-10.695
8	-0.486	-15.478	58	1.080	-10.602
9	-0.489	-15.375	59	1.155	-10.511
10	-0.491	-15.272	60	1.233	-10.421
11	-0.491	-15.170	61	1.314	-10.332
12	-0.490	-15.067	62	1.399	-10.243
13	-0.488	-14.965	63	1.488	-10.154
14	-0.484	-14.863	64	1.583	-10.067
15	-0.478	-14.762	65	1.682	-9.980
16	-0.472	-14.660	66	1.750	-9.925
17	-0.465	-14.555	67	1.768	-9.895
18	-0.454	-14.456	68	1.903	-9.810
19	-0.442	-14.357	69	2.027	-9.728
20	-0.431	-14.257	70	2.164	-9.647
21	-0.417	-14.156	71	2.320	-9.569
22	-0.402	-14.056	72	2.504	-9.496
23	-0.385	-13.956	73	2.744	-9.432
24	-0.368	-13.857	74	3.252	-9.411
25	-0.350	-13.757	75	3.424	-9.438
26	-0.332	-13.658	76	3.545	-9.624
27	-0.307	-13.559	77	4.197	-9.767
28	-0.284	-13.460	78	4.394	-9.901
29	-0.260	-13.361	79	4.561	-10.030
30	-0.234	-13.263	80	4.709	-10.156
31	-0.207	-13.165	81	4.843	-10.280
32	-0.179	-13.067	82	4.967	-10.402
33	-0.149	-12.969	83	5.083	-10.523
34	-0.118	-12.871	84	5.191	-10.643
35	-0.084	-12.774	85	5.293	-10.762
36	-0.052	-12.677	86	5.390	-10.880
37	-0.018	-12.580	87	5.482	-10.997
38	0.016	-12.483	88	5.570	-11.114
39	0.056	-12.386	89	5.654	-11.230
40	0.095	-12.290	90	5.735	-11.345
41	0.132	-12.194	91	5.812	-11.460
42	0.178	-12.098	92	5.886	-11.574
43	0.221	-12.003	93	5.958	-11.688
44	0.264	-11.907	94	6.026	-11.802
45	0.312	-11.812	95	6.092	-11.915
46	0.360	-11.717	96	6.155	-12.027
47	0.410	-11.623	97	6.216	-12.140
48	0.461	-11.528	98	6.275	-12.252
49	0.514	-11.434	99	6.331	-12.363
50	0.565	-11.340	100	6.386	-12.474

PUSICAO J	X	Y	FCSICAC J	X	Y
101	6.438	-12.585	151	6.856	-17.779
102	6.488	-12.658	152	6.819	-17.875
103	6.526	-12.606	153	6.779	-17.971
104	6.583	-12.516	154	6.737	-18.067
105	6.627	-13.026	155	6.693	-18.163
106	6.670	-13.135	156	6.646	-18.258
107	6.711	-13.244	157	6.597	-18.352
108	6.749	-13.353	158	6.544	-18.447
109	6.787	-13.461	159	6.489	-18.540
110	6.822	-13.569	160	6.431	-18.634
111	6.856	-13.677	161	6.370	-18.726
112	6.888	-13.785	162	6.305	-18.819
113	6.918	-13.892	163	6.237	-18.910
114	6.947	-14.000	164	6.165	-19.001
115	6.974	-14.106	165	6.089	-19.092
116	7.000	-14.213	166	6.009	-19.181
117	7.023	-14.319	167	5.924	-19.270
118	7.046	-14.425	168	5.834	-19.359
119	7.068	-14.531	169	5.739	-19.446
120	7.088	-14.637	170	5.637	-19.532
121	7.107	-14.742	171	5.528	-19.617
122	7.119	-14.847	172	5.412	-19.701
123	7.133	-14.952	173	5.287	-19.784
124	7.146	-15.057	174	5.151	-19.865
125	7.157	-15.161	175	5.003	-19.944
126	7.166	-15.265	176	4.840	-20.020
127	7.174	-15.369	177	4.659	-20.093
128	7.180	-15.472	178	4.444	-20.162
129	7.183	-15.576	179	4.190	-20.224
130	7.184	-15.679	180	3.855	-20.273
131	7.180	-15.781	181	3.040	-20.245
132	7.190	-15.884	182	2.243	-20.015
133	7.188	-15.986	183	1.924	-19.862
134	7.185	-16.088	184	1.686	-19.721
135	7.175	-16.190	185	1.491	-19.588
136	7.173	-16.291	186	1.323	-19.458
137	7.164	-16.393	187	1.175	-19.332
138	7.154	-16.493	188	1.043	-19.209
139	7.143	-16.594	189	0.923	-19.087
140	7.129	-16.694	190	0.814	-18.967
141	7.114	-16.795	191	0.713	-18.848
142	7.096	-16.894	192	0.620	-18.731
143	7.078	-16.994	193	0.533	-18.615
144	7.051	-17.093	194	0.453	-18.499
145	7.024	-17.192	195	0.378	-18.385
146	7.005	-17.291	196	0.308	-18.271
147	6.983	-17.389	197	0.242	-18.158
148	6.954	-17.487	198	0.181	-18.046
149	6.924	-17.584	199	0.123	-17.934
150	6.851	-17.682	200	0.069	-17.823

POSICAO J	X	Y	POSICAO J	X	Y
201	-0.018	-17.712	208	-0.255	-16.951
202	-0.029	-17.602	209	-0.284	-16.843
203	-0.073	-17.492	210	-0.311	-16.737
204	-0.118	-17.383	211	-0.336	-16.630
205	-0.164	-17.274	212	-0.359	-16.524
206	-0.210	-17.166	213	-0.380	-16.418
207	-0.224	-17.058	214	-0.399	-16.313
			215	-0.416	-16.207

ORDEN DOS PONTOS CARACTERISTICOS SOBRE O RAMO FECHADO DA CURVA CUBICA

ORDEN	VECTO V	VECTO A
	POSICAO I	POSICAO J
1	6	1
2	3	66
3	5	66

SEGMENTOS SOBRE O RAMO FECHADO DA CURVA EM QUE O ANGULO DE ROTACAO MAXIMO DO ACUPLADOR EM RELACAO AO BALANCO E' MENOR QUE 180 GRAUS

SEGMENTO	PUSICAC	
	J-INICIAL	J-FINAL
1	2	79
2	120	215

INDICES DOS PONTOS DE CIRCULOS DO VETOR F(J), QUE PODEM SER ESCOLHIDOS COMO PRIMEIRO PIVO MOVEL (IRAMO=2)

0

SEGMENTOS SOBRE O RAMO FECHADO DA CURVA EM QUE A ORDEN DO PLANO ACUPLADOR E' 1234

SEGMENTO	PCSIAC	
	J-INICIAL	J-FINAL
1	1	66

*** MECANISMOS RESULTANTES DA SINTESE ***

 A = FIVE
 B = THREE
 C = TWENTY
 D = NINE

***** PIVOTS DC MECHANISM *****

C(XC,YC) = PIVC NCVEL DA CONTRA-MANIVELA
A(XA,YA) = PIVC NCVEL DA MANIVELA
D(CI,XC,YC) = PIVC FIXO DA CONTRA-MANIVELA
OAI(XA,YA) = PIVC FIXO DA MANIVELA

*** ANGULO DE TRANSMISSAO ***

GAMA I = ANG. DE TRANSM. MINIMO
GAMAS = ANG. DE TRANSM. MAXIMO

304515) 214 = 245147) 324 - 1

--- DIMENSIONS (IN INCHES) ---

A =	1.745
B =	1.354
C =	1.264
D =	4.650

***** PIVUS DO MECANISMO *****

C(3.209,	-4.583)
A(-1.525,	-2.534)
OC(4.425,	-4.250)
DA(0.014,	-2.656)

*** ANGULUS DE TRANSMISSAO ***

GAMAI = 24.615
GAMAS = 157.085

304513) 111 = 7451N0)E4 - 2

```

*** DIMENSIONS ***
-----
Z = 1204
E = 4551
C = 1364
U = 4433

```

*** PIVOS DO MECANISMO ***

```
C( 3.209, -4.583)
A( -1.054, -2.580)
GC( 4.425, -4.250)
UA( 0.237, -2.757)
```

*** ANGULOS DE TRANSMISSAO ***

GAMAI = 25.104
GAMAS = 157.095

3- MECHANICAL = 11 (FISCAL)

```

-----
*** STRAT S ] 305431 -----
***
      1 2 3
      4 5 6
      7 8 9
      =

```

***** PIVC5 DC MECHANISMO *****

CC	5.205,	-4.583)
CA	-0.785,	-3.125)
CC	4.425,	-4.250)
CA	0.462,	-2.538)

*** ANGULUS DE TRANSMISSAO ***

GAMA I = 25.661
GAMAS = 157.170

[illegible]

000 CINEASCSIS STAFFS ***

A = 1867
B = 7955
C = 9274
D = 1266
E = 708

*** FIVE DO MECHANISMS ***

C(3.209,
AI -0.238,
OC(4.425,
OA(0.528,
-4.591)
-3.417)
-4.250)
-3.221)

*** ANGULUS DE TRANSMISSAO ***

GAMA I = 17.855
GAMA S = 157.563

5 - MECANISMO = BIVIELA-EALANCI

** DIMENSÕES DAS BARRAS **

A = 1.146
E = 3.322
C = 1.264
C = 2.370

*** PIVOS DO MECANISMO ***

C(3.205, -4.583)
A(0.043, -3.565)
OC(4.425, -4.250)
OA(1.173, -3.363)

*** ANGULOS DE TRANSMISSAO ***

GAMA1 = 23.654
GAMA5 = 157.916

6 - MECANISMO = BIVIELA-EALANCI

** DIMENSÕES DAS BARRAS **

A = 3.117
E = 3.000
C = 1.264
C = 2.065

*** PIVOS DO MECANISMO ***

C(3.205, -4.583)
A(0.333, -3.714)
OC(4.425, -4.250)
OA(1.430, -3.507)

*** ANGULOS DE TRANSMISSAO ***

GAMA1 = 27.555
GAMA5 = 158.405

7 - MECANISMO = BIVIELA-EALANCI

** DIMENSÕES DAS BARRAS **

A = 1.065
E = 2.666
C = 1.264
C = 2.763

*** PIVOS DO MECANISMO ***

C(3.205, -4.583)
A(0.638, -3.865)
OC(4.425, -4.250)
OA(1.703, -3.652)

*** ANGULOS DE TRANSMISSAO ***

GAMA1 = 20.054
GAMA5 = 159.086

8 - MECANISMO = BIVIELA-EALANCI

** DIMENSÕES DAS BARRAS **

A = 1.068
E = 2.308
C = 1.264
C = 2.455

*** PIVOS DO MECANISMO ***

C(3.205, -4.583)
A(0.566, -4.020)
OC(4.425, -4.250)
OA(2.011, -3.795)

*** ANGULOS DE TRANSMISSAO ***

GAMA1 = 31.037
GAMA5 = 160.026

9 - MECANISMO = BIVIELA-EALANCI

** DIMENSÕES DAS BARRAS **

A = 1.064
E = 1.508
C = 1.264
C = 2.076

*** PIVOS DO MECANISMO ***

C(3.205, -4.583)
A(1.357, -4.182)
OC(4.425, -4.250)
OA(2.363, -3.551)

*** ANGULOS DE TRANSMISSAO ***

GAMA1 = 25.675
GAMA5 = 161.383

IC - MECANISMO = ATIVEL-ALANCIM

*** DIMENSÕES DAS LAFRAS ***

A = 1.055
B = 1.401
C = 1.244
D = 1.576

*** PIVOS DO MECANISMO ***

IC(3.205, -4.583)
A(1.622, -4.362)
OC(4.425, -4.250)
OA(2.852, -4.114)

*** ANGULOS DE TRANSMISSAO ***

GAMA1 = 21.690
GAMA5 = 163.632